



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**MODIFIKACE KONSTRUKCE SAMONAKLÁDACÍHO
TRANSPORTÉRU**

MODIFICATION OF FRAME CONSTRUCTION OF THE SELF-LOADING SEMITRAILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Dvořák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Lukáš Dvořák**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Modifikace konstrukce samonakládacího transportéru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedení tvarové a materiálové modifikace konstrukce samonakládacího transportéru válcových balíků Rotos na základě pevnostních analýz. Modifikací konstrukce je obecně docíleno případné snížení hmotnosti původní konstrukce při dodržení dobrých pevnostních vlastností ve vybraných zátěžných stavech.

Technické parametry zadání:

Pohotovostní hmotnost původního transportéru 4400 kg.

Celková hmotnost původního transportéru 13000 kg.

Maximální rychlost 40 km/h.

Kapacita přepravy:

8 balíků Ø 1,8 m.

10 balíků Ø 1,5 m.

12 balíků Ø 1,2 m.

Cíle diplomové práce:

Rešeršní rozbor konstrukcí obdobných samonakládacích transportérů válcových balíků a přepravovaného materiálu.

Rozbor kinematiky a dynamiky konstrukce návěsu při jízdním a nakládacím režimu, stanovení zátěžných stavů.

Pevnostní analýza původní konstrukce ve vybraných zátěžných stavech.

Návrh modifikované koncepce nakládacího mechanismu a úpravy nosné konstrukce transportéru.

Pevnostní analýza modifikované verze ve vybraných zátěžných stavech.

Porovnání původní a modifikované verze se zhodnocením diferencí rámu konstrukce.

Výkres sestavy původní verze samonakládacího transportéru.

Výkres sestavy modifikované verze samonakládacího transportéru.

Seznam doporučené literatury:

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.

PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě. Brno: CERM, 2002. ISBN 8072042572.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá řešením obdobných samonakládacích transportérů válcových balíků s následnou pevnostní analýzou a modifikací vybraného transportéru. Práce obsahuje pevnostní analýzu původní verze, návrh modifikované verze transportéru a pevnostní analýzu modifikované verze s následným porovnáním původní a modifikované verze samonakládacího transportéru.

KLÍČOVÁ SLOVA

pevnostní analýza, modifikace, samonakládací transportér, návěs, zemědělská technika

ABSTRACT

This master's thesis deals with research similar self-loading package transporters. The stress analysis and modification of the selected transporter are followed. The master thesis contains stress analysis of the original version, design of a modified version and stress analysis of the modified version. Then the original and modified versions are compared.

KEYWORDS

Stress analysis, modifications, self-loading transporter, tipper, agricultural machinery

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DVOŘÁK, L. *Modifikace konstrukce samonakládacího transportéru*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 77 s. Vedoucí diplomové práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením vedoucího práce Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 17. května 2021

.....

Lukáš Dvořák

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. a rovněž svému konzultantovi Ing. Karlovi Kubovi z firmy RomiLL spol. s.r.o. za cenné rady, poskytnuté informace a odbornou pomoc při zpracování diplomové práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat celé mé rodině a blízkým za podporu během mého studia na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	11
1 Cíl práce.....	12
2 Rešeršní rozbor konstrukcí samonakládacích transportérů	13
2.1 Převravník balíků KOBZARENKO PT24.....	13
2.2 Samonakládací převravník válcových balíků Keltec	15
2.3 Samonakládací přívěs na balíky Samco Agricultural Manufacturing	17
2.4 Samonakládací transportér Rotos	19
3 Kinematika a dynamika konstrukce návěsu	21
3.1 Popis konstrukce Rotosu	21
3.1.1 Rám podvozku	21
3.1.2 Úložná plošina	22
3.1.3 Oj podvozku	23
3.1.4 Nabírací ramena.....	23
3.2 Stanovení zátěžových stavů	24
3.3 Zatížení transportéru	25
3.3.1 Statická poloha	25
3.3.2 Brzdění	26
3.3.3 Akcelerace	27
3.3.4 Průjezd zatáčkou.....	28
3.3.5 Nakládání balíku.....	29
3.4 Mezní stavy únosnosti	32
4 Příprava modelu pro MKP analýzu.....	33
4.1 Model rámu	33
4.1.1 Nahrazení náprav	33
4.1.2 Nahrazení nabíracích ramen	36
4.1.3 Nahrazení oje	36
4.1.4 Zatížení rámu	37
4.2 Model ramene	38
4.2.1 Statická poloha a dynamické děje	38
4.2.2 Nakládání balíku.....	39
4.3 Model oje	40
5 Pevnostní analýza původní konstrukce	41
5.1 Statická poloha.....	41
5.1.1 Model rámu	41
5.1.2 Model ramene	42
5.1.3 Model oje.....	43
5.2 Brzdění.....	44
5.2.1 Model rámu	44
5.2.2 Model ramene	46
5.2.3 Model oje.....	47
5.3 Akcelerace	48
5.3.1 Model rámu	48

5.3.2	Model ramene	50
5.3.3	Model oje	51
5.4	Průjezd zatáčkou.....	52
5.4.1	Model rámu	52
5.4.2	Model ramene	54
5.4.3	Model oje	54
5.5	Nakládání balíku.....	55
5.5.1	Model rámu	55
5.5.2	Model ramene	56
6	Návrh modifikace konstrukce.....	58
6.1	Rám	58
6.1.1	Rám podvozku	58
6.1.2	Úložná plošina.....	59
6.2	Nabírací rameno	60
6.3	Oj.....	60
7	Pevnostní analýza modifikované verze.....	62
7.1	Rám	62
7.1.1	Akcelerace.....	62
7.1.2	Průjezd zatáčkou	63
7.2	Nabírací rameno	64
7.2.1	Nakládání balíku	64
7.2.2	Průjezd zatáčkou	65
7.3	Oj.....	65
7.3.1	Brzdění	65
7.3.2	Akcelerace.....	66
8	Porovnání původní a modifikované verze	68
8.1	Úložná plošina.....	68
8.2	Rám podvozku.....	69
8.3	Nabírací rameno	70
8.4	Oj.....	71
	Závěr	73
	Seznam použitých zkratk a symbolů	75
	Seznam příloh.....	77

ÚVOD

Pro jednoduchý sběr válcových balíků z pole lze volit z více nabízených variant různých výrobců rozdílných konstrukcí samonakládacích transportérů. V této práci je věnována pozornost konstrukci samonakládacího transportéru ROTOS (obr. 1) od firmy RomiLL spol. s.r.o. se kterou byla ve spolupráci tato práce vypracována.

Samonakládací transportéry slouží pro sběr a svoz lisované slámy, sena případně foliovaných balíků k okraji pole, nebo přímo na místo skladování například na farmě. Pro sběr válcových balíků touto technologií není zapotřebí k nakládce další stroj s nakládacím mechanismem. Sběr samonakládacími transportéry je prováděn ve směru jízdy traktoru bez nutnosti zastavení soupravy. Jízda soupravy je vedena paralelně, nebo kolmo na směr vyjetých kolejí, a to v závislosti na použitém transportéru od daného výrobce. Zdvih balíku na transportér je v některých případech automatizován a je řízen řídicí jednotkou případně je ovládán z kabiny traktoru pomocí elektrohydraulických systémů. Pro vykládku balíků z transportéru taktéž není zapotřebí používat jiných nakládacích případně manipulačních prostředků. Použitím této technologie nakládky a sběru balíků dochází k úspoře času při sběru a také k úspoře pracovní síly.



Obrázek 1 Samonakládací transportér válcových balíků ROTOS [1]

1 CÍL PRÁCE

Cílem této diplomové práce je rešeršní rozbor obdobných konstrukcí samonakládacích transportérů na válcové balíky, které se využívají pro sběr a svoz válcových balíků z pole. Dále diplomová práce bude pokračovat se zaměřením na samonakládací transportér ROTOS od firmy RomiLL spol. s.r.o., který můžeme vidět na obrázku 2. Následně bude vypracován rozbor kinematiky a dynamiky konstrukce při jízdě a nakládacím režimu s následným stanovením zátěžových stavů. Pro pevnostní analýzu původní konstrukce ve vybraných zátěžových stavech je prvně nezbytné připravit výpočtový model pro MKP analýzu. Po vyhodnocení pevnostní analýzy je jedním z cílů diplomové práce návrh modifikované koncepce nakládacího mechanismu a úpravy nosné konstrukce transportéru s následnou pevnostní analýzou modifikované verze ve vybraných zátěžových stavech. Pro vyhodnocení modifikované verze je nezbytné tuto modifikovanou verzi porovnat s původní verzí samonakládacího transportéru. Na závěr budou vypracovány výkresy sestavy původní a modifikované verze samonakládacího transportéru.



Obrázek 2 Samonakládací transportér válcových balíků ROTOS [13]

2 REŠERŠNÍ ROZBOR KONSTRUKCÍ SAMONAKLÁDACÍCH TRANSPORTÉRŮ

Samonakládací transportéry slouží ke sběru a svozu slisovaného sena, slámy případně i siláže z pole přímo na farmu nebo jen k okraji pole. Každý výrobce samonakládacích transportérů využívá pro sběr válcových balíků odlišný princip nakládání za jízdy.

2.1 PŘEPRAVNÍK BALÍKŮ KOBZARENKO PT24

Samonakládací přepravník balíků od ukrajinské firmy Kobzarenko slouží k nakládání válcových balíků v průběhu jízdy po poli. Po příjezdu na pole obsluha z kabiny traktoru sklopí boční vidle pomocí hydraulického systému do pracovní polohy, tak jak vidíme na obr. 3. Vidle jsou sklopeny po pravé straně po směru jízdy soupravy. Obsluha najede se sklopenými vidlemi kolmo pod balík a opět přes hydraulický systém dojde k zvednutí do horní polohy i s balíkem.



Obrázek 3 Samonakládací přepravník balíků Kobzarenko PT24 [2]

Z horní polohy balík padá pomocí gravitace na plošinu přepravníku. Mezitím se obsluha přiblíží k dalšímu balíku a proces se opakuje. Jakmile jsou naloženy dva balíky vedle sebe na plošinu přepravníku, dojde opět k začátku podebírání dalšího balíku, ale s tím, že vidle jsou pomocí hydraulického mechanismu teleskopicky vysunuty. Vysunutím vidlí dosáhneme vyššího dosahu vidlí, a tak lze naložit na dva stávající balíky ještě jeden balík do druhé řady (viz obr. 4). Po zaplnění jedné řady balíky provede obsluha přes hydraulicko-řetězový mechanismus posuv beranu. Tento posuv beranu zajistí sunutí naložených balíků ke kraji přepravníku, tak aby byl volný prostor pro další balíky. Po posunutí balíků se beran vrátí zpět do pohotovostní polohy.



Obrázek 4 Samonakládací přepravník balíků Kobzarenko PT24 [2]

Vykládka naložených balíků se provádí naklopením celé plošiny transportéru a postupným sunutím beranu dochází k vysouvání balíků z přepravníku na zem při současném popojíždění soupravy (viz obr. 5).

Nosný rám samonakládacího transportéru od firmy Kobzarenko se liší podle modelové řady. Nevyšší modelová řada PT 24, která může přepravit 24 balíků o průměru až 1,8 metru s nosností 12 000 kg, má jako nosný rám svařovanou příhradovou konstrukci ze silnostěnných dutých profilů. Nižší modelová řada PT 18, která přepraví 18 balíků o průměru 1,5 metru s nosností 8 000 kg (viz. tab. 1), má nosný rám složený ze dvou hlavních nosníků profilu U. [3]

Výhodou konstrukčního řešení od firmy Kobzarenko je možnost přepravovat většího počtu balíků. Balíky mohou být klasické zabalené v síti nebo v provázku, ale také ve fólii, kdy nakládkou nedojde k poškození fólie. Při nakládce balíků musí obsluha jet se soupravou kolmo na směr zpracování půdy a následné sečení, nahrabování a lisování. Tento směr jízdy je většinou doprovázen nekomfortní jízdou přes značné hrboly, vyjeté koleje atd. Z toho důvodu je jízdní souprava více zatěžována nerovnoměrným terénem. [3]



Obrázek 5 Samonakládací přepravník balíků Kobzarenko PT24 [2]

Tabulka 1 Technické parametry Kobzarenko PT24 [3]

Počet balíků	24 ks
Průměr balíků	1,2 - 1,8 metru
Nosnost	12 000 kg
Pohotovostní hmotnost	5 700 kg
Délka	12,7 metru
Šířka	2,8 metru
Počet náprav	2
Maximální rychlost	30 km/h

2.2 SAMONAKLÁDACÍ PŘEPRAVNÍK VÁLCOVÝCH BALÍKŮ KELTEC

Samonakládací přepravník válcových balíků od Irské společnosti Keltec slouží k shromažďování a nakládání válcových balíků sena, slámy a senážované píce zabalené ve fólii. Po příjezdu na pole najede obsluha se soupravou kolmo na válcový balík a provede přes hydraulický mechanismus vyklopení klecí do pracovní polohy (viz obr. 6). Sklopené klece jsou po pravé i levé straně soupravy. Obsluha sklopí těsně před balíkem jednu klec, kterou chce plnit, až do spodní polohy pro sběr balíku. Se soupravou najede tak, aby balík byl uvnitř v kleci a poté klec přizvedne i s balíkem. Najede se na další balík, sklopí se klec a obsluha opět najede tak, aby balík byl uvnitř v kleci a opět dojde k přizvednutí kleci i s balíky. Proces se opakuje, dokud nejsou obě klece zcela plné.



Obrázek 6 Keltec – pracovní poloha [5]

Po zaplnění klecí dojde ke sklopení klecí do transportní polohy, která umožňuje přejezd po veřejných komunikacích (viz obr. 7). Vyprazdňování transportéru dochází podobným způsobem jako sbírání. Tedy obsluha sklopí klece do takové polohy, tak aby balíky ležely celou váhou na zemi. Poté obsluha odjede a balíky zůstanou na místě.



Obrázek 7 Keltec – transportní poloha [4]

U všech třech modelů samonakládacího přepravníku od firmy Keltec je nosný rám tvořen centrálním silnostěnným uzavřeným profilem. Náprava je tandemová typu boogie (viz. obr. 8).



Obrázek 8 Keltec – detail konstrukce [13]

Výhodou konstrukčního řešení samonakládacího přepravníku od firmy Keltec je jednoduchá konstrukce, rychlá a jednoduchá manipulace a ovládání. Převážet se mohou balíky zabalené v provázku, v síti a ve fólii. Při nakládce a vykládce nedochází k poškození balíků. Nevýhodou je relativně malý počet přepravovaných balíků, kdy největší transportér je konstruován na přepravu 10 kusů balíků o průměru 1,35 metru (viz. tab. 2). Další nevýhodou je nutná jízda při sběru balíků kolmo na směr zpracování půdy. Tedy stejně, jak u přepravníku od firmy Kobzareno, dochází k většímu zatěžování soupravy při jízdě přes hrboly a vyjeté koleje. [5]

Tabulka 2 Technické parametry Keltec [5]

Počet balíků	10
Průměr balíků	1,35 metru
Nosnost	11 000 kg
Pohotovostní hmotnost	4 700 kg
Délka	8,4 metru
Šířka	2,65 metru
Počet náprav	2
Maximální rychlost	40 km/h
Pneumatiky	550/50 R22,5

2.3 SAMONAKLÁDACÍ PŘÍVĚS NA BALÍKY SAMCO AGRICULTURAL MANUFACTURING

Konstrukci navrhl a vyrobil prvně pro vlastní potřeby farmář Tom Carrigan z Irska, který hledal samonakládací transportér, se kterým lze zároveň stohovat a vykládat balíky bez potřeby dalšího manipulování. Posléze prodal své know-how Irské společnosti Samco Agricultural Manufacturing z Irska. Tato společnost samonakládací přívěs na válcové balíky teprve připravuje pro sériovou výrobu. [7]



Obrázek 9 Samonakládací přívěs na balíky Samco – pracovní poloha [6]

Samonakládací přívěs Samco slouží pro nakládání válcových balíků sena, slámy a foliované senáže v průběhu jízdy. Po příjezdu na pole jsou ustaveny pracovní kleště do pracovní polohy po pravé straně jízdní soupravy. Po najetí jízdní soupravy ve směru balíku je balík uchopen a přizvednut kleštěmi (viz obr. 9). Poté dochází k otočení kleští o 90° kolmo na směr jízdy. Následuje další zdvih kleští, tak aby se balík zvedl nad plošinu přívěsu. Poté dojde k povolení kleští a balík padá vlastní vahou na plošinu přívěsu. Jakmile jsou takto naloženy dva balíky vedle sebe, dojde pomocí vidlí k vyzvednutí dvou balíků tak, aby pod ně mohli být naloženy další dva balíky, které se nakládají stejným způsobem, jak bylo výše popsáno. Ke zdvihu balíků dochází pomocí mechanismu, který je známý z vysoko zdvižných vozíků. Po naložení dalších spodních dvou balíků dojde pomocí beranu k posunutí celé dvouřady o šířku balíku, tak aby byl uvolněn prostor pro další nakládání. Poté jsou vidle ustaveny zpět na svoji počáteční polohu, jsou tedy položeny na podlaže plošiny přívěsu. Následně se celý proces nakládání opakuje, dokud není naloženo 16 balíků.



Obrázek 10 Samonakládací přívěs na balíky Samco – vykládání balíků [7]

Vykládka balíků probíhá na dvě části. Vykládá se po 8 balících. Polovina balíků, které se mají vykládat jsou bočními kleštinami sevřeny, tak aby během zdvihu svévolně nepopadali. Následuje zdvih poloviny plošiny přívěsu o 90°. Balíky jsou tak postaveny do vertikální polohy na zem, tak jak můžeme vidět na obr. 10. Následně se kleštiny uvolní a vyložené balíky zůstávají na zemi. Následuje popojetí jízdní soupravy k druhé polovině vykládky a sklopí se výklopná polovina plošiny. Zbýlých 8 balíků jsou pomocí posuvného beranu přesunuty do výklopné poloviny plošiny a jsou taktéž sevřeny bočními kleštinami. Následuje stejný proces jak při první polovině vykládky. [7]

Hlavní nosný rám je tvořen ze silnostěnných uzavřených profilů. Plošina je taktéž vyrobena z uzavřených silnostěnných profilů. Podlaha plošiny je vybavena válečkovou tratí pro lepší posuv balíků. Boční kleštiny jsou taktéž vybaveny otočnými válci. Náprava je tandemová od firmy ADR. [7]

Výhodou samonakládacího přívěsu od Irské firmy Samco je schopnost vyložení balíků do dvou řad bez nutnosti následného přeskládnění. Proces nakládky je značně automatizován pomocí řídicího jednotky elektrohydraulického systému celého přívěsu, a tak nejsou kladeny vysoké nároky na zručnost a pozornost obsluhy. Sběr balíků probíhá paralelně s vyjetými koleji, čím je

šetřen podvozek a je docíleno většího komfortu posádky při práci. Nakládka je velice šetrná k balíkům, a tak dochází k velmi malému poškození. Nevýhodou je složitost celého řídicího a hydraulického systému.

2.4 SAMONAKLÁDACÍ TRANSPORTÉR ROTOS

Samonakládací transportér balíků Rotos od české společnosti RomiLL, spol. s.r.o., který můžeme vidět na obr. 11, nabízí možnost sběru a svozu lisované slámy, sena a senáže z pole na farmu nebo k okraji pole. Sběr balíků probíhá po směru jízdy soupravy bez nutnosti jeho zpomalení nebo zastavení. Ovládání všech funkcí je prováděno z kabiny traktoru pomocí elektrohydraulického systému. [8]



Obrázek 11 ROTOS – transportní poloha [8]

Po příjezdu na pole obsluha jízdní soupravy vybočí hydraulicky ovládané oje do pracovní polohy, tak jak můžeme vidět na obr. 12. Pracovní poloha v tomto případě může být na levou i pravou stranu směru jízdy, záleží zde, po jaké straně bude právě probíhat sběr balíků. Tímto se osa návěsu přesune mimo osu jízdy traktoru a obsluha soupravy tak může provádět sběr balíků.



Obrázek 12 ROTOS – pracovní poloha [8]

Hydraulicky ovládané sběrné rameno se sklopí do dolní polohy, obsluha najede pod balík a následně se i s balíkem zvedne do horní polohy. Balík je poté pomocí vlastní tíhy skutálen po nakloněné rovině nástavby ke konci nástavby, kde ji zamezí pohyb zábrana. Následně se opět sklopí sběrné rameno a proces nakládání se opakuje. Po naskladnění jedné řady transportéru obsluha provede přestavení hydraulicky ovládané oje do druhé pracovní polohy tak, aby mohlo probíhat naskladnění druhé řady transportéru. Naskladnění druhé půlky se provádí stejně. Po naplnění transportéru obsluha soupravy provede přestavení hydraulicky ovládané oje do transportní polohy tak, aby osa návěsu byla totožná s osou jízdy traktoru. Vykládka naložených balíků se provádí odjištěním a zdvihnutím zábrany. Poté se balíky pomocí tíhovému zrychlení skutálí po nakloněné rovině na zem, tak jak můžeme vidět na obr. 13.



Obrázek 13 ROTOS – vykládání balíků [8]

Rám podvozku je svařen ze silnostěnných uzavřených profilů. Nástavba (šikmá plošina) je taktéž svařena ze silnostěnných uzavřených profilů. Náprava je tandemová od firmy ADR se vzduchovými jednookruhovými brzdami. [8] Technické parametry Rotosu můžeme vidět v tabulce 3.

Tabulka 3 Technické parametry ROTOS [8]

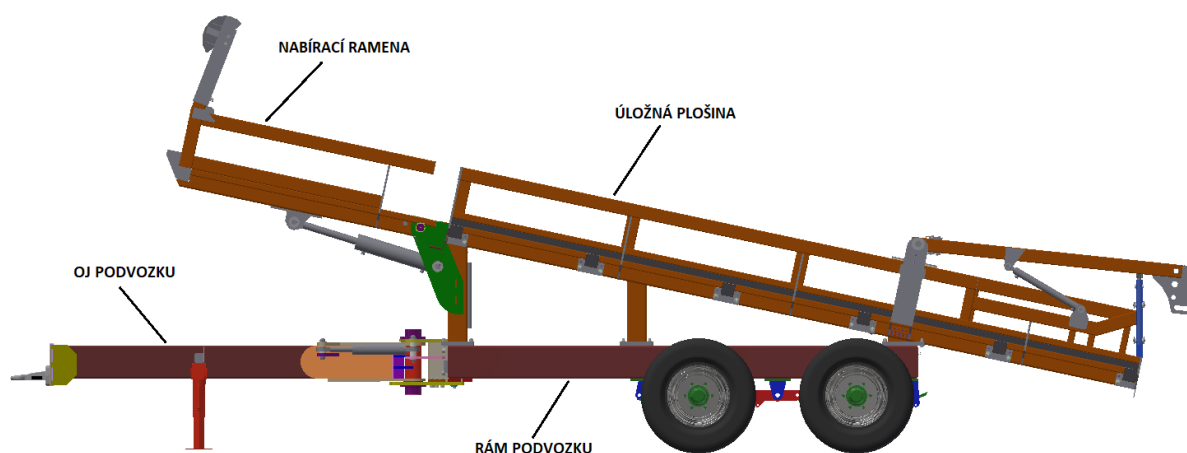
Kapacita přepravy	8 balíků Φ 1,8 metru
	10 balíků Φ 1,5 metru
	12 balíků Φ 1,2 metru
Délka	9 300 mm
Šířka	2 900 mm
Výška (prázdný návěs)	2 300 mm
Maximální rychlost	40 km/h
Pohotovostní hmotnost	4 400 kg
Celková hmotnost	13 000 kg
Potřebný min. výkon	100 HP
Pneumatiky	400/60-15,5 18PR

3 KINEMATIKA A DYNAMIKA KONSTRUKCE NÁVĚSU

Konstrukce samonakládacího transportéru Rotos prošla do současné podoby mnoha úpravami. Poslední větší modifikace konstrukce proběhla roku 2012. Z této verze vycházím pro následující popisy a výpočty.

3.1 POPIS KONSTRUKCE ROTOSU

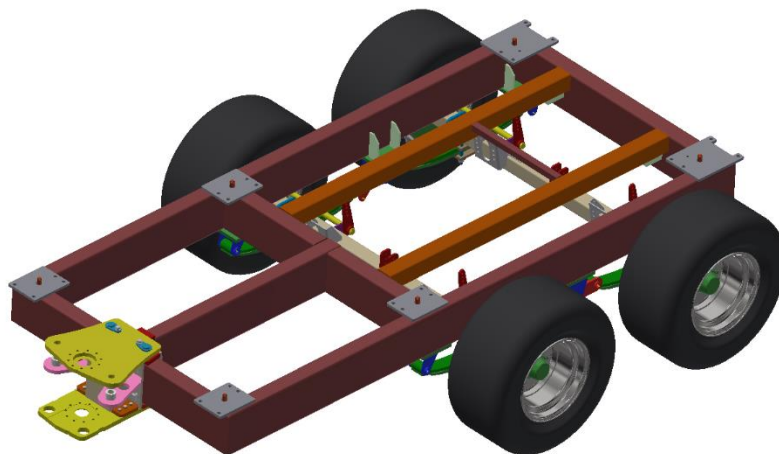
Vlastní konstrukce transportéru Rotos se skládá ze čtyř hlavních celků (viz obr. 14), které jsou svařeny z hutních polotovarů materiálu S355 J2H. Konstrukce se skládá z rámu podvozku, úložnou plošinou, oj podvozku a nabírací ramena. Tyto jednotlivé konstrukční celky budou v následujících krocích popsány.



Obrázek 14 Popis částí konstrukce transportéru

3.1.1 RÁM PODVOZKU

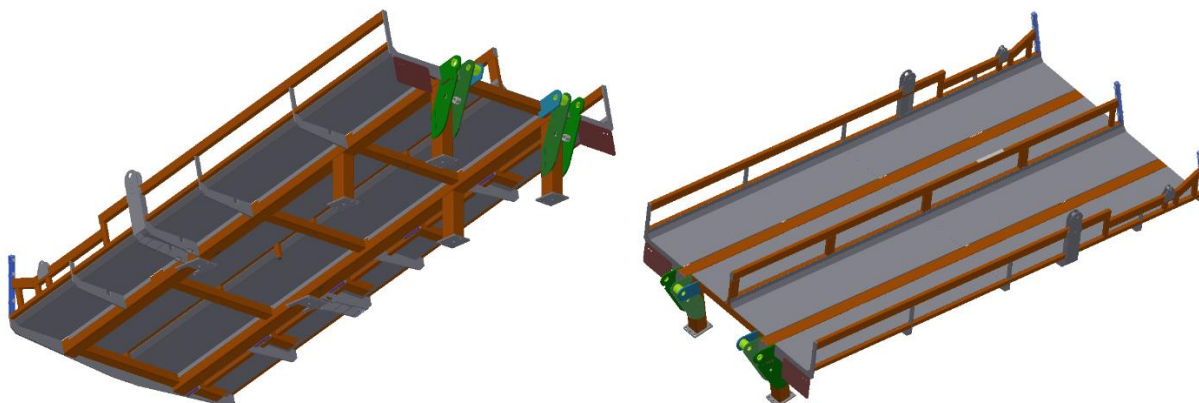
Rám podvozku, který můžeme vidět na obr. 15, je svařen z nosných uzavřených profilů TR OBD 250x100x6, ke kterým je přes plechy o tloušťce 20 mm připevněná tandemová náprava s listovými pružinami od firmy ADR. Tyto spojovací plechy jsou pro zvýšení tuhosti vyztuženy žebry o tloušťce 10 mm. Ke zvýšení celkové tuhosti rámu podvozku jsou zde navíc přivařeny dva uzavřené profily TR 4HR 100x100x4, které jsou lokálně vyztuženy žebry o tloušťce 10 mm. Tato žebra jsou umístěna v místě přivaření k hlavním nosným profilům. Uchycení úložné plošiny s rámem podvozku se provádí pomocí šroubových spojů se šrouby M16, toto uchycení je provedeno přes příruby vypálené z plechu o tloušťce 15 mm. V těchto přírubách jsou navařeny kolíky, které slouží k usnadnění montáže a vystředění děr spoje. V přední části rámu jsou pomocí šroubových spojů připevněny desky z plechových výpalků o tloušťce 25 mm. Tyto desky slouží k uložení ojnicího čepu.



Obrázek 15 Pohled na rám podvozku

3.1.2 ÚLOŽNÁ PLOŠINA

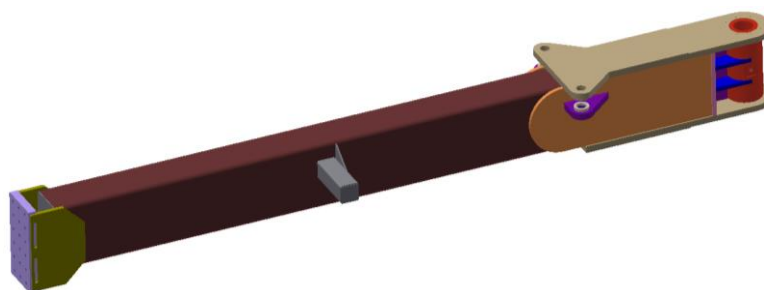
Hlavní nosné prvky úložné plošiny (obr. 16) jsou dva podélné nosníky z uzavřeného profilu TR 4HR 150x150x6. Tyto profily jsou příčně spojeny uzavřenými profily TR 4HR 100x100x4. Vedení pohybu balíků po úložné plošině je zajištěno pomocí uzavřených profilů TR OBD 100x50x3. Tyto profily, které jsou krajní a zajišťují vedení balíků, jsou uchyceny k hlavnímu rámu pomocí plechových výpalků o tloušťce 15 mm a pro větší tuhost jsou vyztuženy uzavřeným profilem TR 4HR 50x50x3. Z vypáleného plechu o tloušťce 15 mm je vyrobena také konzola pro úchyt závor. Levá strana úložné plošiny je rozebíratelná, z důvodu přepravy plošiny pomocí kamionové dopravy. Tato odnímatelná část plošiny je spojena s hlavním nosným profilem pomocí přírub a šroubových spojů se šrouby M20. Příruby jsou z plechu o tloušťce 20 mm. Podlaha plošiny je tvořena z plechu o tloušťce 3 mm. Uchycení celé úložné plošiny k rámu podvozku je provedeno pomocí přírub o tloušťce 15 mm. Tyto přírub jsou navařeny na profilech TR 4HR 150x150x6, které přenášejí vlastní tíhu plošiny a zatížení plošiny do rámu podvozku. V přední části plošiny jsou navařeny konzoly z plechových výpalků o tloušťce 15 mm a pouzder čepů, které slouží k uchycení nabíracích ramen. Toto uchycení se provádí pomocí čepů.



Obrázek 16 Pohled na konstrukci úložné plošiny

3.1.3 OJ PODVOZKU

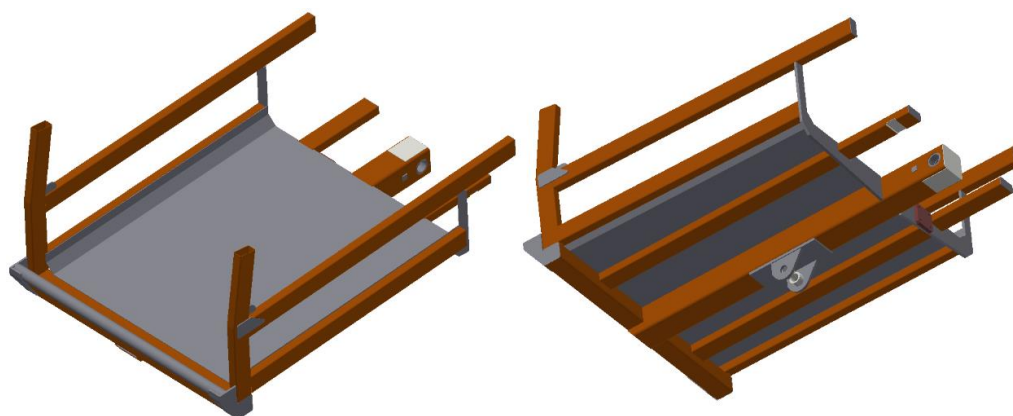
Oj podvozku je tvořena hlavním nosníkem z uzavřeného profilu TR OBD 250x150x6. Na tento nosník je zepředu navařen svařenec hlavice tažného oka. Tento svařenec je složen z 2 ks plechů hlavice o tloušťce 15 mm a navařovací desky o tloušťce 30 mm. Na druhém konci nosníku jsou svisle navařeny vyztužující plechy o tloušťce 15 mm. Vodorovně jsou navařeny plechy o tloušťce 25 mm, které jsou svařeny s pouzdem čepu. Toto pouzdro čepu je ještě vyztuženo z čela nosníku žebry o tloušťce 15 mm. Pouzdro čepu je vyrobeno z kruhové oceli o průměru 130 mm. Zároveň na této sestavě svařenců jsou navařeny oka s pouzdry pro uchycení hydraulických válců, které představují oj do pracovní polohy a zpět do transportní polohy. Z levé strany oje je navařen uzavřený profil TR 4HR 70x70x4, který slouží k uchycení opěrné nohy, tak jak můžeme vidět na obr. 17.



Obrázek 17 Pohled na oj

3.1.4 NABÍRACÍ RAMENA

Nabírací ramena, která můžeme vidět na obr. 18, jsou rozdělená na levou a pravou variantu. Tyto dvě varianty jsou k sobě zrcadlené. Hlavním nosným prvkem nabíracího ramene je profil TR 4HR 150x150x6. Ke kterému je na kolmo přivařen čelní uzavřený profil TR 4HR 100x100x4. Podlaha ramene je z ocelového plechu o tloušťce 3 mm. Podlaha je vyztužena uzavřeným profilem TR OBD 100x50x3. Tímto profilem je také vyřešeno vedení balíku po plošině. Ke zvýšení tuhosti zadní části ramene je podlaha a podporné profily vyztuženy vypáleným plechem o tloušťce 15 mm, který kopíruje profil ramene. Uchycení nabíracího ramene k úložné ploše se děje pomocí čepu o průměru 60 mm. Tento čep má v hlavním nosném profilu navařené pouzdro. Sklopení nabíracího ramene se děje pomocí hydraulického válce, který je uchycen k ramenu pomocí čepu o průměru 45 mm. Uložení čepu na rameni je řešeno svařením pouzdra a plechového dílu o tloušťce 15 mm.



Obrázek 18 Pohled na nabírací rameno - levé

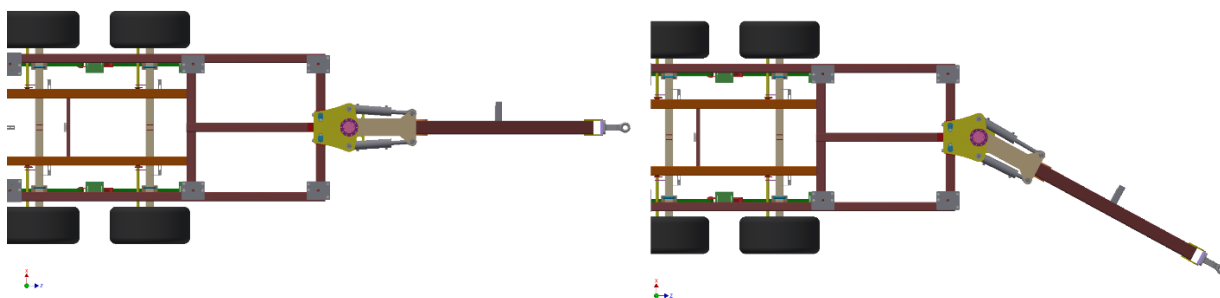
3.2 STANOVENÍ ZÁTĚŽOVÝCH STAVŮ

Stanovení zátěžových stavů transportéru při jízdním režimu je obtížné zejména z důvodu, že se transportér pohybuje nejen po zpevněných veřejných komunikacích, ale taktéž po polních cestách a polích, které jsou plné výmolů a nerovností. V neposlední řadě také obsluha jízdní soupravy mnohdy nevolí přiměřenou rychlost ke stavu vozovky. Tyto všechny vlivy určují specifické prostředí, ve které je jízdní souprava provozována. Při nakládacím režimu se uvažuje, že jízdní souprava se pohybuje nízkou rychlostí.

Zvolené zátěžové stavy:

- 1) **Statická poloha** – odpovídá situaci kdy je transportér plně zatížen, ve statické poloze a připojen k traktoru
- 2) **Brzdění** – transportér je plně zatížen a soustava nouzově brzdí
- 3) **Akceleraace** – transportér je plně zatížen a soustava plně akceleruje
- 4) **Průjezd zatáčkou** – transportér je plně naložený a projíždí zatáčkou
- 5) **Nakládání balíku** – transportér nakládá poslední balík, je tedy téměř plně zatížen a zvedá poslední balík

Zátěžové stavy 1) až 4) jsou vyšetřovány ve dvou polohách, a to v transportní poloze oje a pracovní polohy oje (viz obr. 19). Zátěžový stav 5) je vyšetřován pouze v pracovní poloze oje, a to z důvodu, že nelze nabírat balík bez přestavení oje do pracovní polohy. Pracovní poloha oje může být v levé případně pravé krajní poloze.



Obrázek 19 Transportní a pracovní poloha oje

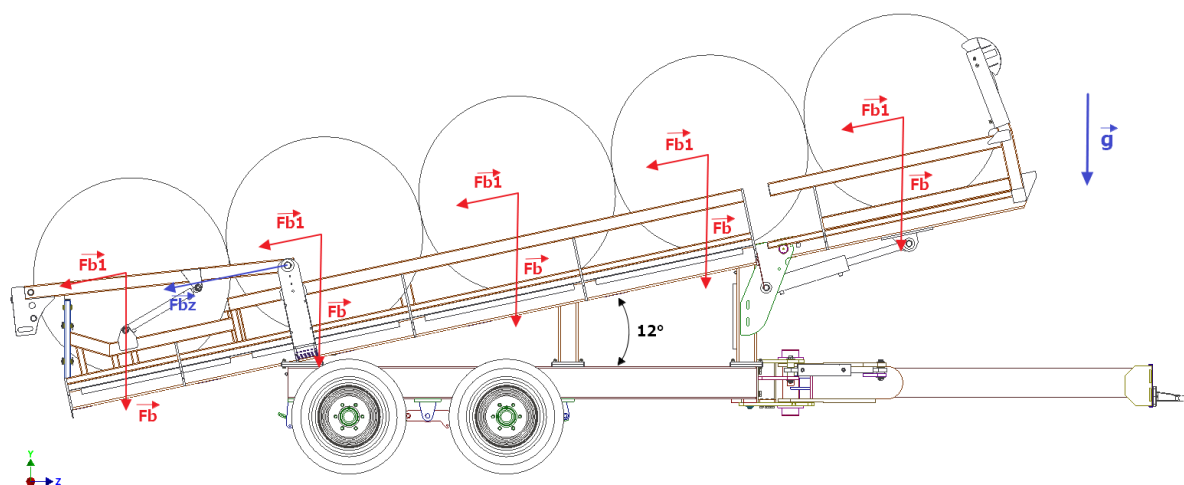
Transportér je schopen vést mnoho variací válcových balíků. Pro tuto práci byla zvolená varianta s válcovými balíky o průměru 1,5 metru o objemu $1,76 \text{ m}^3$. Na plošinu se tedy vleze celkem 10 kusů balíků. Obvyklá hmotnost jednoho balíku je 300 až 1300 kg. Takto vysoké rozpětí hmotnosti balíku je dáno materiálem, která lze lisovat. Objemová hmotnost lisovaného sena je $100 - 280 \text{ kg/m}^3$, objemová hmotnost senáže v balíku je $300 - 614 \text{ kg/m}^3$. Tato varianta rozpoložení balíků byla zvolena z důvodu porovnání výpočtů a testů se starým prototypovým modelem Rotosu. Z rozdílu celkové hmotnosti a pohotovostní hmotnosti transportéru lze určit, že maximální celková tíha jednoho balíku na transportéru je 860 kg.

3.3 ZATÍŽENÍ TRANSPORTÉRU

Nosnost transportéru je požadována 8 600 kg. Pro zvolenou variantu s 10 ks balíků na plošině odpovídá hmotnost jednoho balíku 860 kg. Samotná hmotnost transportéru je 4 400 kg. V následujících krocích budou vypočteny hodnoty sil, které působí na transportér.

3.3.1 STATICKÁ POLOHA

Při statické poloze působí na transportér síly od naskladněných balíků, které působí na dno plošiny, na nabírací rameno a taktéž na závory. Ze závory se zatížení přenáší do plošiny přes čep závory. Při tomto stavu nepůsobí na transportér žádné příčné ani podélné zrychlení případně setrvačné síly. Na obr. 20 můžeme vidět síly od naskladněných balíků.



Obrázek 20 Síly od naskladněných balíků – statická poloha

Síla působící na dno plošiny od jednoho balíku:

$$F_b = m_b \cdot g \text{ [N]} \quad (1)$$

$$F_b = 860 \cdot 9,81 = 8\,436,6 \text{ N}$$

$$F_b = 8\,437 \text{ N}$$

Kde:

m_b – hmotnost balíku [kg]

g – tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

Síla působící na zadní závory od jednoho balíku:

$$F_{b1} = F_b \cdot \sin(12^\circ) \text{ [N]} \quad (2)$$

$$F_{b1} = 8\,437 \cdot \sin(12^\circ) = 1\,754,15 \text{ N}$$

$$F_{b1} = 1\,754 \text{ N}$$

Celková síla působící na čep zadní závory od naskladněných balíků:

$$F_{bz} = 5 \cdot F_{b1} [N] \quad (3)$$

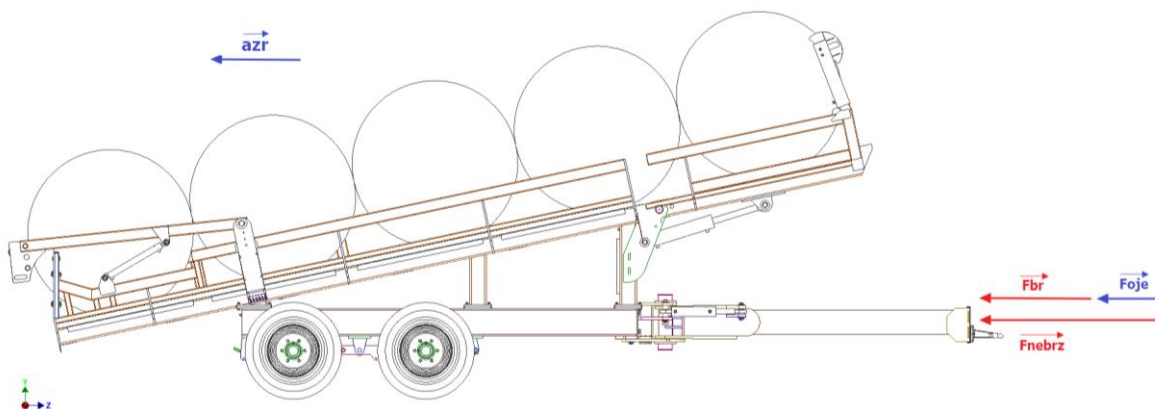
$$F_{bz} = 5 \cdot 1754 = 8\,770\, N$$

3.3.2 BRZDĚNÍ

Při brzdění soustavy brzdí traktor i transportér současně a vzniká podélné zrychlení, které působí proti směru jízdy. Při testech na prototypu první generace transportéru byly naměřeny následující hodnoty:

- brzdné zpomalení traktoru $a_{zt} = 6\, m \cdot s^{-2}$
- brzdné zpomalení transportéru $a_{zr} = 4\, m \cdot s^{-2}$

Z měření vyplynulo, že vyšší brzdňý účinek má traktor a Rotos pouze přibrzdňuje. Proto na transportér působí ještě silový účinek vyvolaný vyšším brzdňým zpomalením traktoru, který je zobrazen na obr. 21. Toto silové působení bylo nahrazeno zavedením osamělé síly v ose jízdy soupravy, která byla určena jako rozdíl mezi silou vyvolanou hmotností stroje s nákladem při stavu kdy přívěs nebrzdí a_{zs} a při stavu zpomalení a_{zr} .



Obrázek 21 Silové působení na transportér – brzdění

Síla působící na transportér při stavu brzdění v situaci, kdy přívěs nebrzdí:

$$F_{nebrz} = (m_t + 10 \cdot m_b) \cdot a_{zt} [N] \quad (4)$$

$$F_{nebrz} = (4400 + 10 \cdot 860) \cdot 6 = 78\,000\, N$$

kde:

m_t – hmotnost transportéru $[kg]$ [8]

m_b – hmotnost balíku $[kg]$

a_{zt} – brzdné zpomalení traktoru $[m \cdot s^{-2}]$

Síla působící na transportér při stavu brzdění v situaci, kdy přívěs brzdí se zpomalením a_{zr} :

$$F_{br} = (m_t + 10 \cdot m_b) \cdot a_{zr} [N] \quad (5)$$

$$F_{br} = (4400 + 10 \cdot 860) \cdot 4 = 52\,000\,N$$

kde:

a_{zr} – brzdné zpomalení transportéru [$m \cdot s^{-2}$]

Skutečná síla působící na transportér ve stavu, kdy brzdí traktor se zpomalením a_{zs} a transportér se zpomalením a_{zr} :

$$F_{oje} = F_{nebrz} - F_{br} [N] \quad (6)$$

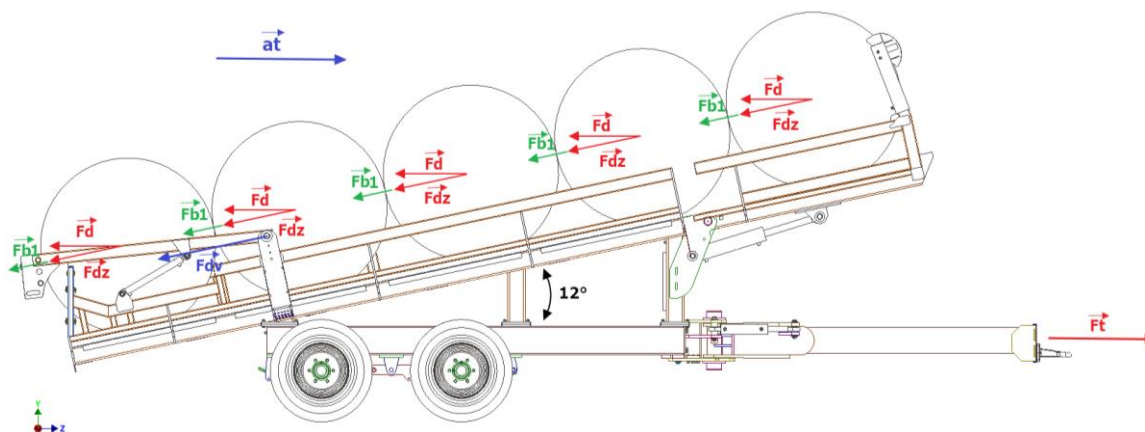
$$F_{oje} = 78\,000 - 52\,000 = 26\,000\,N$$

3.3.3 AKCELERACE

Během akcelerace soustavy působí na transportér tíhové zrychlení a podélné zrychlení ve směru jízdy (viz obr. 22). Tím vzniká v místě tažného zařízení tzv. tažná síla, která působí ve směru zrychlení. Setrvačné účinky, které jsou vyvolané tažnou silou, působí na náklad proti směru jízdy. Tyto setrvačné účinky zvětšují zatížení na závoru.

Při testech na prototypu první generace transportéru byly naměřeny následující hodnoty:

- zrychlení traktoru $a_t = 6\,m \cdot s^{-2}$



Obrázek 22 Silové působení na transportér – akcelerace

Síla působící na zadní závoru od jednoho balíku při zrychlení:

$$F_{dz} = \frac{F_d}{\cos(12^\circ)} + F_{b1} [N] \quad (7)$$

$$F_{dz} = \frac{860 \cdot 6}{\cos(12^\circ)} + 1754 = 7\,029,27 \text{ N}$$

$$F_{dz} = 7\,029 \text{ N}$$

kde:

F_{dz} – síla působící na závoru od jednoho balíku vlivem zrychlení [N]

F_d – síla působící na balík proti směru pohybu [N]

F_{b1} – síla působící na závoru od jednoho balíku při statické poloze [N]

m_b – hmotnost balíku [kg]

a_t – zrychlení traktoru [$m \cdot s^{-2}$]

Celková síla působící na čep závory od naskladněných balíků:

$$F_{dv} = 5 \cdot F_{dz} \text{ [N]} \quad (8)$$

$$F_{dv} = 5 \cdot 7029 = 35\,145 \text{ N}$$

Tažná síla od traktoru:

$$F_t = (m_t + 10 \cdot m_b) \cdot a_t \text{ [N]} \quad (9)$$

$$F_t = (4400 + 10 \cdot 860) \cdot 6 = 78\,000 \text{ N}$$

kde:

m_t – hmotnost transportéru [kg]

3.3.4 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Při průjezdu zatáčkou konstantní rychlostí vzniká příčné dostředivé zrychlení a_d , které působí do středu poloměru zatáčky. Tímto vzniká setrvačná síla, která působí na transportér proti směru působení dostředivého zrychlení.

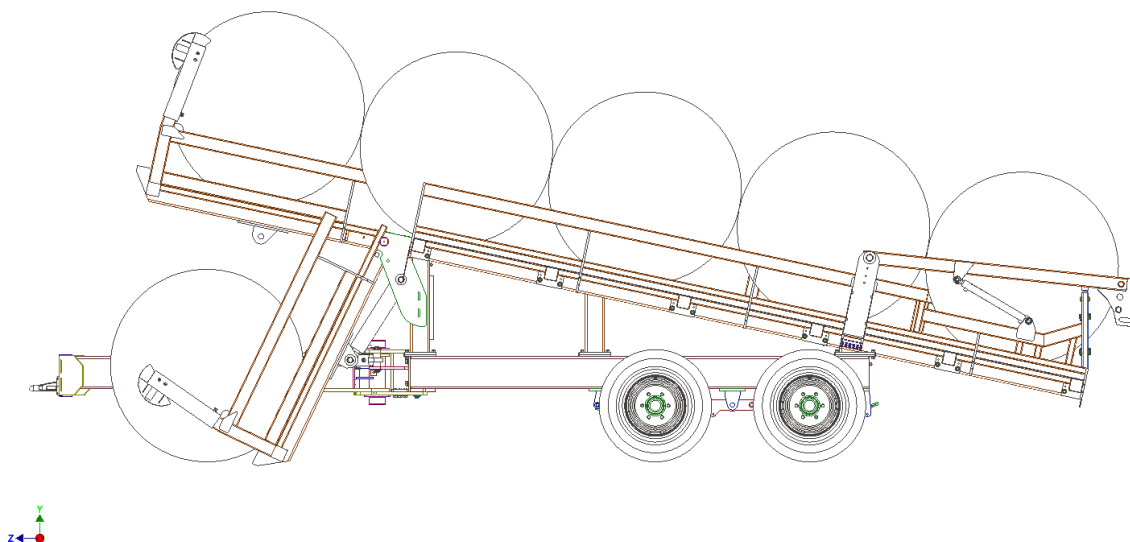
Dostředivé zrychlení lze vypočítat následovně:

$$a_d = \frac{v^2}{R} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]} \quad (10)$$

kde v je rychlost jízdní soupravy projíždějící zatáčkou a R je poloměr zatáčky. Z důvod, že neznáme poloměr zatáčky, bude pro výpočet použita hodnota příčného (dostředivého) zrychlení $a_d = 6 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}$, která působí na transportér.

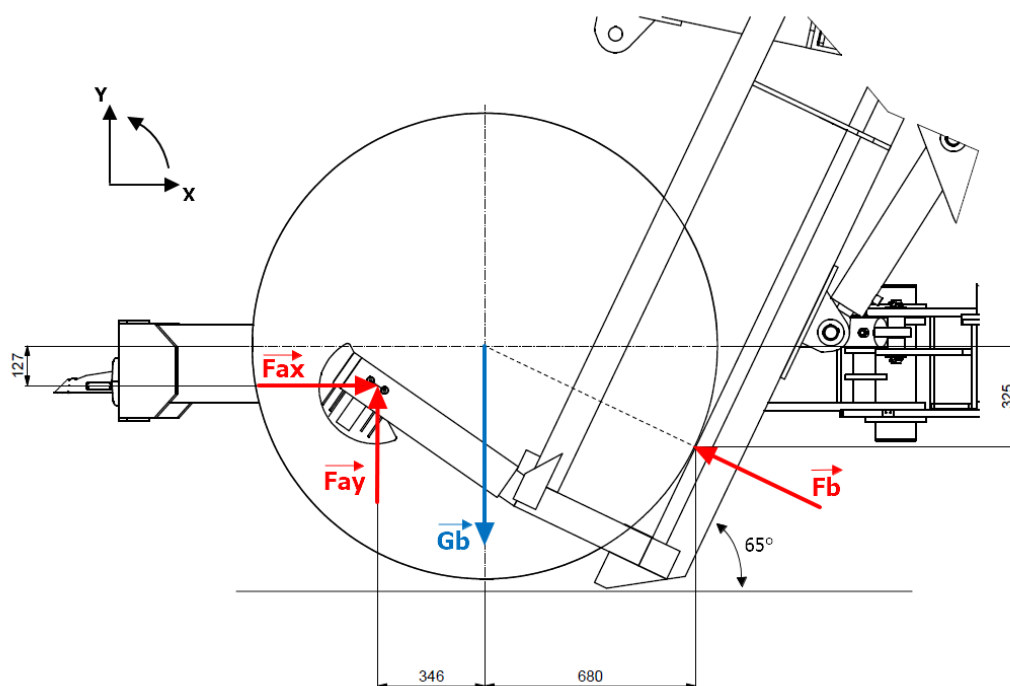
3.3.5 NAKLÁDÁNÍ BALÍKU

Při nakládání balíků na transportér je oje vždy v transportní poloze, a to buď v levé nebo v pravé poloze, podle toho, na jakou stranu nakládka právě probíhá. Dle polohy oje je levé nebo pravé zdvižné rameno v dolní poloze pro sběr balíku (viz obr. 23). Řidič traktoru najede konstantní rychlostí k balíku a bez změny rychlosti jízdy najede pod balík a přes hydraulický systém vyzvedne balík na plošinu.



Obrázek 23 Nakládání balíku

V následujícím kroku vypočteme prvně reakční síly od balíku, kterými balík působí na rameno (viz obr. 24). Následně provedeme výpočet síly od pístnice, která zvedá rameno a reakční síly, které působí v čepu uložení ramene.



Obrázek 24 Podpěrné síly balíku

Výpočet zatížení ramene od balíku provedeme následovně:

$$\sum F_x = 0: F_{Ax} - F_B \cdot \cos(25^\circ) = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_y = 0: F_{Ay} + F_B \cdot \sin(25^\circ) - G_b = 0 \quad (12)$$

$$\sum M_A = 0: -G_b \cdot 0,346 + F_B \cdot \sin(25^\circ) \cdot 1,026 - F_B \cdot \cos(25^\circ) \cdot 0,198 = 0 \quad (13)$$

Z rovnice (13) vyjádříme sílu F_B :

$$F_B = \frac{G_b \cdot 0,346}{\sin(25^\circ) \cdot 1,026 - \cos(25^\circ) \cdot 0,198} [N] \quad (14)$$

$$F_B = \frac{860 \cdot 9,81 \cdot 0,346}{\sin(25^\circ) \cdot 1,026 - \cos(25^\circ) \cdot 0,198} = 11\,485,25 \text{ N}$$

$$F_B = 11\,485 \text{ N}$$

a dosadíme do rovnice (12) a (11):

$$F_{Ax} = F_B \cdot \cos(25^\circ) [N] \quad (15)$$

$$F_{Ax} = 11\,485 \cdot \cos(25^\circ) = 10\,408,94 \text{ N}$$

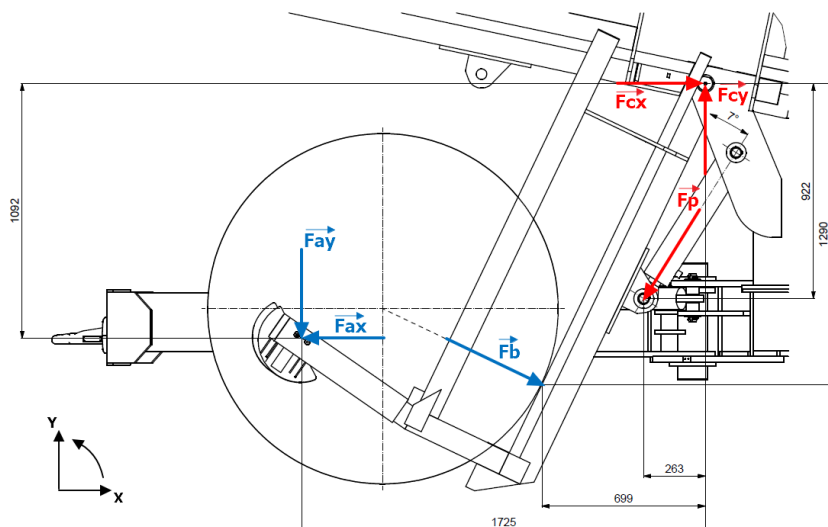
$$F_{Ax} = 10\,409 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = G_b - F_B \cdot \sin(25^\circ) [N] \quad (16)$$

$$F_{Ay} = 860 \cdot 9,81 - 11\,485 \cdot \sin(25^\circ) = 3\,582,83 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = 3\,583 \text{ N}$$

Následně provedeme výpočet síly od pístnice a reakční síly v čepu uložení ramene (viz obr. 25).



Obrázek 25 Zatížení ramene od balíku a výpočet síly v pístnici a reakčních sil v čepu

$$\sum F_x = 0: -F_{Ax} + F_B \cdot \cos(25^\circ) - F_P \cdot \cos(58^\circ) + F_{Cx} = 0 \quad (17)$$

$$\sum F_y = 0: -F_{Ay} - F_B \cdot \sin(25^\circ) - F_P \cdot \sin(58^\circ) + F_{Cy} = 0 \quad (18)$$

$$\sum M_C = 0: F_{Ay} \cdot 1,725 - F_{Ax} \cdot 1,092 + F_B \cdot \sin(25^\circ) \cdot 0,699 + F_B \cdot \cos(25^\circ) \cdot 1,29 - F_P \cdot \cos(58^\circ) \cdot 0,922 + F_P \cdot \sin(58^\circ) \cdot 0,263 = 0 \quad (19)$$

Z rovnice (19) vyjádříme sílu F_P :

$$F_P = \frac{-F_{Ay} \cdot 1,725 + F_{Ax} \cdot 1,092 - F_B \cdot \sin(25^\circ) \cdot 0,699 - F_B \cdot \cos(25^\circ) \cdot 1,29}{-\cos(58^\circ) \cdot 0,922 + \sin(58^\circ) \cdot 0,263} [N] \quad (20)$$

$$F_P = \frac{-3582 \cdot 1,725 + 10409 \cdot 1,092 - 11485 \cdot \sin(25^\circ) \cdot 0,699 - 11485 \cdot \cos(25^\circ) \cdot 1,29}{-\cos(58^\circ) \cdot 0,922 + \sin(58^\circ) \cdot 0,263}$$

$$F_P = 44\,001,95 \text{ N}$$

$$F_P = 44\,002 \text{ N}$$

a dosadíme do rovnice (17) a (18):

$$F_{Cx} = F_{Ax} - F_B \cdot \cos(25^\circ) + F_P \cdot \cos(58^\circ) [N] \quad (21)$$

$$F_{Cx} = 10409 - 11485 \cdot \cos(25^\circ) + 43806 \cdot \cos(58^\circ) = 23\,213,69 \text{ N}$$

$$F_{Cx} = 23\,214\,N$$

$$F_{Cy} = F_{Ay} + F_B \cdot \sin(25^\circ) + F_P \cdot \sin(58^\circ) \quad [N] \quad (22)$$

$$F_{Cy} = 3582 + 11485 \cdot \sin(25^\circ) + 43806 \cdot \sin(58^\circ) = 45\,585,37\,N$$

$$F_{Cy} = 45\,585\,N$$

3.4 MEZNÍ STAVY ÚNOSNOSTI

Celá konstrukce samonakládacího transportéru Rotos je svařována z válcovaných profilů a plechů z materiálu S355 J2H. Výpočet mezního stavu únosnosti je proveden dle ČSN EN 1993-1-1 Navrhování nosných konstrukcí. [9]

- Mez kluzu pro daný materiál je $R_e = 355\,MPa$.
- Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1) $\gamma_M = 1,15$.
- Dynamický součinitel zahrnující dynamické účinky $k_D = 1,5$.

Hodnota návrhové pevnosti oceli stanovená z meze kluzu:

$$f_{yD} = \frac{R_e}{\gamma_M} \quad [MPa] \quad (14)$$

$$f_{yD} = \frac{355}{1,15} = 308,66\,MPa$$

$$f_{yD} = 309\,MPa$$

Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel:

$$f_D = \frac{f_{yD}}{k_D} \quad [MPa] \quad (15)$$

$$f_D = \frac{309}{1,5} = 206\,MPa$$

4 PŘÍPRAVA MODELU PRO MKP ANALÝZU

Tvorba původních modelů byla prováděna v programu Autodesk Inventor. Modely byly tvořeny jako objemové. Pro pevnostní analýzu konstrukce transportéru bylo použito metody konečných prvků MKP, která byla provedena v programu Workbench ANSYS 19.2. Konstrukce transportéru se skládá z válcovaných profilů a plechu, které jsou vzájemně svařeny. Proto lze objemový model převést pomocí střednicových ploch na skořepinový model. Zároveň před převodem na skořepinový model byly z objemového modelu odstraněny nebo zjednodušeny technologické prvky jako je sražení, zaoblení, svary a další části, které nejsou důležité pro pevnostní výpočet. Tento krok převodu modelu na skořepinový model je pro samotný výpočet jednodušší a rychlejší, přičemž přesnost výsledku zůstává dostačující.

Výpočet celé konstrukce je rozdělen na tři části. První část je pevnostní výpočet rámu transportéru. Rám se skládá z rámu podvozku a rámu úložné plošiny. Druhá samostatná část je výpočet nabíracích ramen a následně poslední samostatný výpočtová část a to pevnostní výpočet oje.

Při přípravě modelu pro pevnostní analýzu bylo použito několik prvků:

- **Rigid** – nehmotný, dokonale tuhý prvek spojující dva a více uzlů
- **Beam** – liniový prvek s vlastností prutu, kterému lze definovat parametry, spojující dva body
- **Spring** – prvek, kterým lze definovat tuhost mezi dvěma body
- **Point mass** – prvek nahrazující hmotnost a moment setrvačnosti hmotnosti, umísťuje se do těžiště nahrazujícího dílu
- **Force** – prvek, kterým se zanáší do výpočtového modelu působící síla
- **Acceleration** – prvek, kterým se zanáší do výpočtového modelu zrychlení

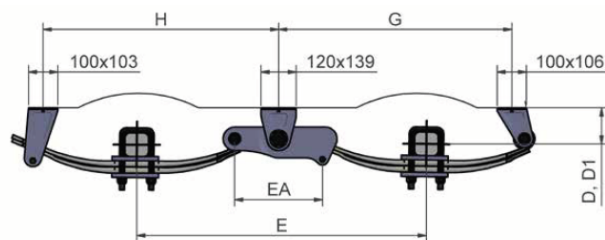
4.1 MODEL RÁMU

Po konzultaci s vedoucím práce byl proveden výpočet rámu podvozku a úložné plošiny dohromady. Jak již bylo zmíněno výše, objemový model konstrukce byl převeden na střednicový tvar tak, aby i přes zjednodušení o technologické prvky co nejvíce odpovídal reálnému modelu. Na skořepinovém modelu byla vytvořena síť neboli „Mesh“ s čtyřhranovými prvky. V některých místech byla síť zjemněna pro získání kvalitnějších výsledků.

Při výpočtu rámu je nezbytné nahradit konstrukční celky tak, aby vliv na rám zůstal zachován. Pro výpočtový model rámu nahrazujeme tandemovou nápravu, oje a nabírací ramena.

4.1.1 NAHRAZENÍ NÁPRAV

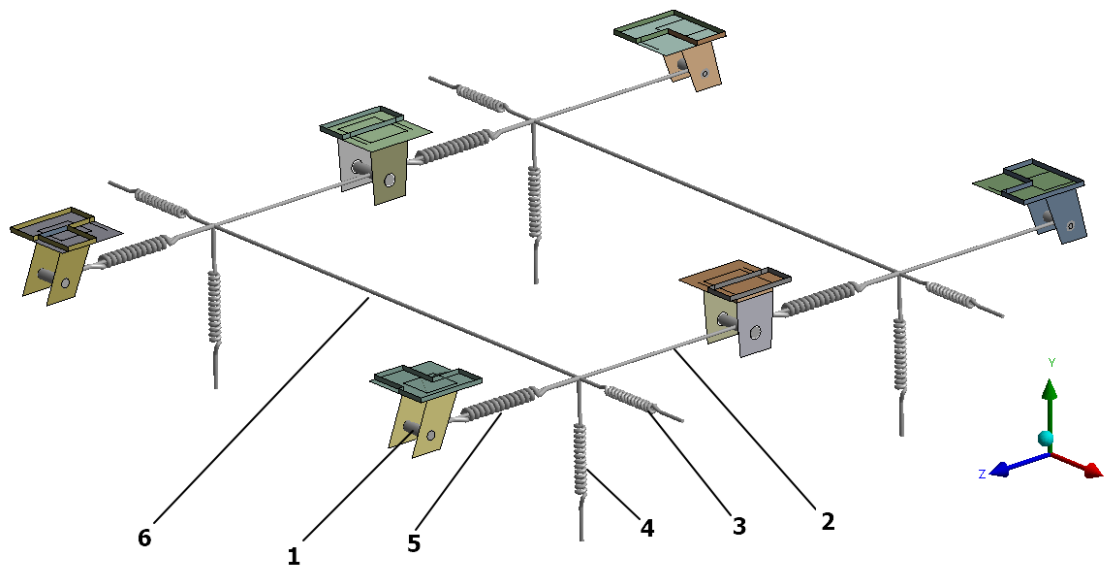
Samonakládací transportér na válcové balíky je vybaven tandemovou nápravou s parabolickými listovými pružinami s nosností 16 tun od firmy ADR typ Suspension „K“ s parametry uvedeny na obr. 26.



C (kg)	E (mm)	G (mm)	H (mm)	Q	D (mm)	D1 (mm)	LF	EA	CD
8.000 10.000	910	717	725	70 80	110 105	95 90	RP80G416	310	KA2091C5R0711 KA2091C5R0811
12.000 14.000	990	797	805	80 90	123 118	109 104	RP80G412	310	KA2099C1R0812 KA2099C1R0912
14.000 16.000	1200	1007	1015	80 90	124 119	100 95	RP80G413	310	KA2121C3R0812 KA2121C3R0912

Obrázek 26 Parametry nápravy Suspension „K“ [12]

Náhrada nápravy na modelu rámu byla provedena tak, aby funkčnost odpovídala co nejvíce reálnému stavu (viz obr. 27). Čep konzoly (1), přes který je uchycena listová pružina k rámu transportéru, byl nahrazen prvkem „Beam“ s příslušnou geometrií a vlastnostmi. Listová pružina (2) mezi konzolou a vahadlem nápravy byla nahrazena prvkem „Rigid“. Nahrazení vlivu tuhosti listové pružiny a pneumatiky (4) na rám bylo nahrazeno prvkem „Spring“. Tuhost bočního (3) a směrového vedení (5) bylo taktéž nahrazeno prvkem „Spring“. Nahrazení nosného profilu nápravy spojující protilehlá kola náprav (6) bylo provedeno prvkem „Rigid“.



Obrázek 27 Náhrada náprav

VÝPOČET TUHOSTI PRUŽIN:

Do tuhosti pružin pro simulaci se započítává samotná tuhost listových pružin a tuhost pneumatik. Pneumatiky na transportéru jsou použity od firmy BKT typ AW 708 o rozměrech 400/60 R15,5. Samotný výpočet parametrů pneumatik je velmi obtížný, a tak pro naše potřeby využijeme zjednodušení. Použitý zjednodušený výpočet ovšem příliš neovlivní celkové výsledky.

Tuhost pneumatiky:

$$k_{pneu} = \frac{F_{kolo}}{\Delta l_p} [N \cdot m^{-1}] \quad (11)$$

$$k_{pneu} = \frac{17462}{0,01} = 1\,746\,200 \, N \cdot m^{-1}$$

Kdy hodnota F_{kolo} byla zjištěna při testech na prototypu transportéru. Testy bylo potvrzeno, že díky tandemové nápravě dochází k přibližně stejnému zatížení všech kol. Testy byly prováděny na starší verzi transportéru, kdy celková hmotnost byla nižší a tím pádem i zatížení na kolo je nižší než na stávající verzi, ovšem pneumatiky zůstali stejné. Z toho důvodu lze použít dříve stanovenou tuhost pneumatiky. Propružení pneumatiky při zatížení staré verze prototypu byla stanovena na $\Delta l_p = 10 \, mm$.

Tuhost listové pružiny:

Pro výpočet tuhosti listové pružiny byl zvolen zjednodušený výpočet. Avšak na přesnost výpočtu to nemá příliš velký vliv.

$$k_{lis} = \frac{F_{max}}{\Delta l_l} [N \cdot m^{-1}] \quad (12)$$

$$k_{lis} = \frac{156960}{0,024} = 6\,540\,000 \, N \cdot m^{-1}$$

Kde F_{max} je maximální silové zatížení nápravy dle katalogu výrobce nápravy. Maximální výchylka pružiny při maximálním zatížení je Δl_l .

Celková tuhost pružiny:

Pro nahrazení tuhosti pružin a pneumatiky zavedeme celkovou tuhost pružin, která nám poté vstupuje do samotného pevnostního výpočtu konstrukce.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_{pneu}} + \frac{1}{k_{lis}}} [N \cdot m^{-1}] \quad (13)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1\,746\,200} + \frac{1}{6\,540\,000}} = 1\,378\,212,93 \, N \cdot m^{-1}$$

$$k = 1\,378\,213 \, N \cdot m^{-1}$$

Tuhost pružiny pro boční a směrové vedení:

Stanovení tuhosti pro boční a směrové vedení lze analyticky určit velmi obtížně. Z toho důvodu se zavede zjednodušení dle zkušeností jako podíl z celkové tuhosti pružiny.

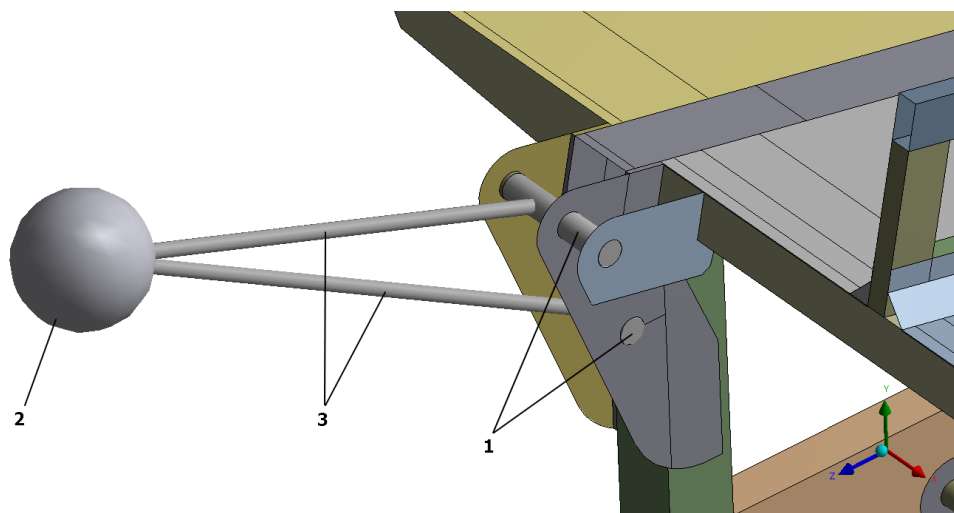
$$k_b = \frac{2}{3} \cdot k \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (14)$$

$$k_b = \frac{2}{3} \cdot 1\,378\,213 = 918\,808,66 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$k_b = 918\,809 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

4.1.2 NAHRAZENÍ NABÍRACÍCH RAMEN

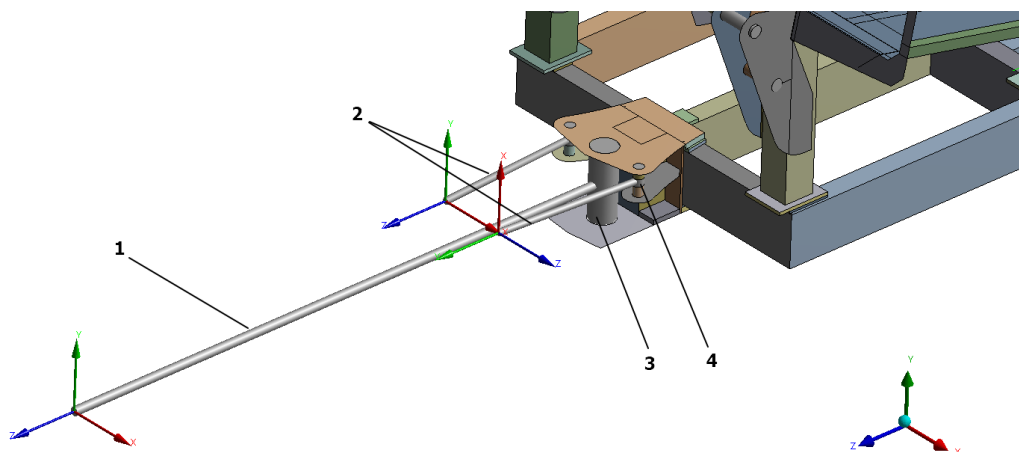
Pro nahrazení nabíracích ramen při simulaci je nejdříve nutno nalézt polohu těžiště zatíženého nabíracího ramene v transportní poloze i v pracovní poloze (obr. 28). Toto těžiště se následně zanese jako hmotný bod (2) do výpočtového modelu rámu transportéru přes prvek „Mass point“. Tento hmotný bod je spojen přes prvek „Rigid“ (3) s rámem transportéru, který nahrazuje geometrii ramene a hydraulický válec. Toto nabírací rameno je spojeno přes čepy (1), které jsou nahrazeny prvkem „Beam“ s příslušnou geometrií a vlastnostmi. Pro pracovní polohu ramene je těžiště ramene i s bodem „Mass point“ přesunuto do těžiště zatíženého ramene v pracovní poloze.



Obrázek 28 Náhrada nabíracích ramen

4.1.3 NAHRAZENÍ OJE

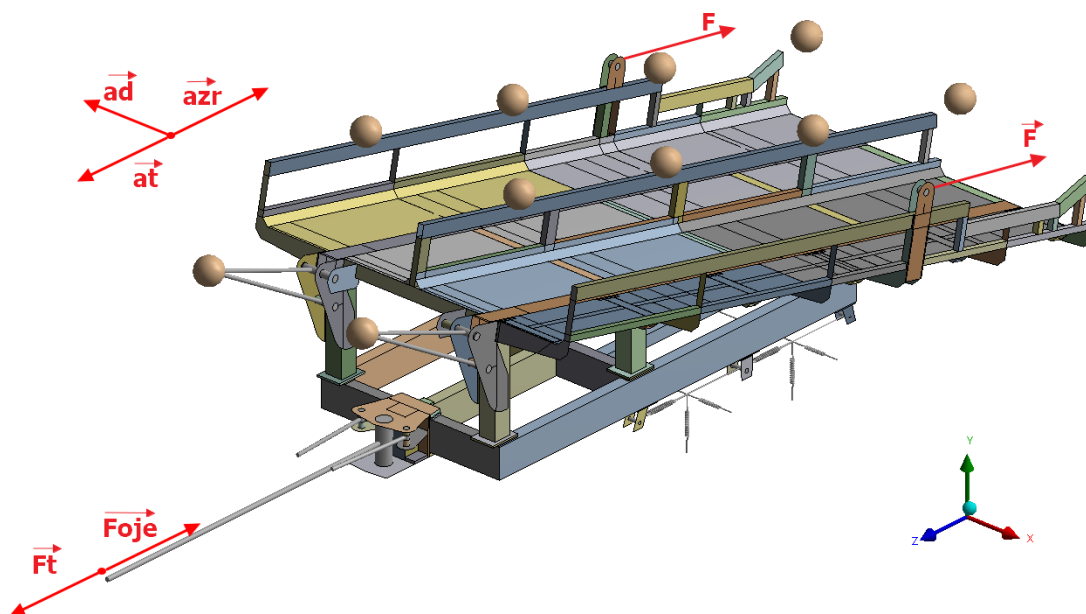
Do geometrické polohy čepů hydraulických válců na oji a do geometrické polohy uchycení oje k závěsu traktoru byly vloženy lokální souřadné systémy (viz obr. 29). Tyto lokální souřadné systémy slouží pro změnu polohy čepů hydraulických válců a uchycení k závěsu v pracovní poloze. Náhrada oje (1) ve výpočtovém modelu rámu je řešena prvkem „Rigid“. Nahrazení samotných hydraulických válců je řešeno taktéž prvkem „Rigid“. Čep oje (3) a čepy hydraulických válců (4) na rámu jsou nahrazeny prvkem „Beam“ s příslušnou geometrií a vlastnostmi.



Obrázek 29 Náhrada oje

4.1.4 ZATÍŽENÍ RÁMU

Zatížení rámu v programu Workbench ANSYS 19.2. bylo provedeno několika prvky. Hmotnost samotných balíků byla soustředěna do těžiště toho balíku (1) a byl použit prvek „Mass point“. Síla od naskladněných balíků (2), která se přenáší na rám přes čep závory byla nahrazena prvkem „Force“. Brzdná a tažná síla od traktoru (3) byla taktéž nahrazena prvkem „Force“. Zrychlení od akceleraace a od brzdění (4) bylo nahrazeno prvkem „Acceleration“ a příčné zrychlení (5) při průjezdu zatáčkou bylo taktéž nahrazeno prvkem „Acceleration“. Na obr. 30 můžeme vidět znázornění zatěžujících sil a zrychlení na rám.



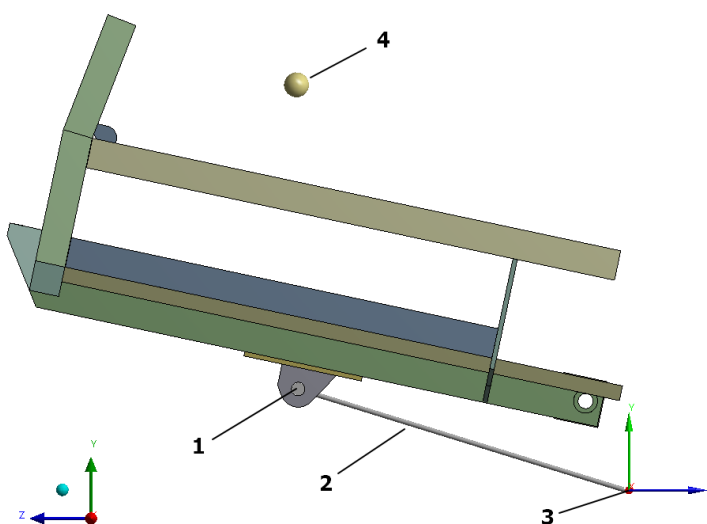
Obrázek 30 Zatížení rámu

4.2 MODEL RAMENE

Model nabíracího ramene nebyl pro svoji jednoduchost převeden na střednicový tvar, ale zůstal jako objemový. Objemový model byl zjednodušen o technologické prvky jako je sražení, zaoblení a svary. Zároveň byl model pootočen vůči hlavnímu souřadnému systému tak, aby odpovídal poloze nabíracího ramene při statické poloze, akceleraci, brzdění anebo při zdvihu balíku. Na objemovém modelu byla vytvořena síť neboli „Mesh“. V některých místech, zejména kolem čepů, pouzder a hlavního nosníku byla síť zjemněna pro získání kvalitnějších výsledků.

4.2.1 STATICKÁ POLOHA A DYNAMICKÉ DĚJE

Model ramene byl pootočen kolem osy „X“ (obr. 31) vůči hlavnímu souřadnému systému tak, aby odpovídal poloze ramene v transportním režimu.

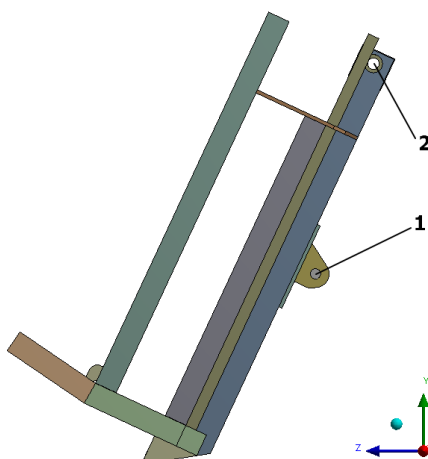


Obrázek 31 Příprava výpočtového modelu ramene v transportní poloze

Čep hydraulického válce (1) byl nahrazen prvek „Beam“ s příslušnou geometrií a materiálovými vlastnostmi. Nahrazení hydraulického válce (2) bylo provedeno pomocí prvku „Rigid“. Tento prvek je zakotven k souřadnému systému (3), který geometricky odpovídá poloze čepu hydraulického válce v rámu. V místě začepování ramene k rámu (5) je umístěn prvek „Revolute“ s povolenou rotací kolem osy „X“. Zatížení od balíku je provedeno prvkem „Point Mass“ (4), který nahrazuje hmotnost balíku a je umístěn do těžiště balíku. Tato hmotnost působí pouze na plech dna ramene. Podle zátěžového stavu se k výpočtovému modelu přidává zrychlení v příčném směru.

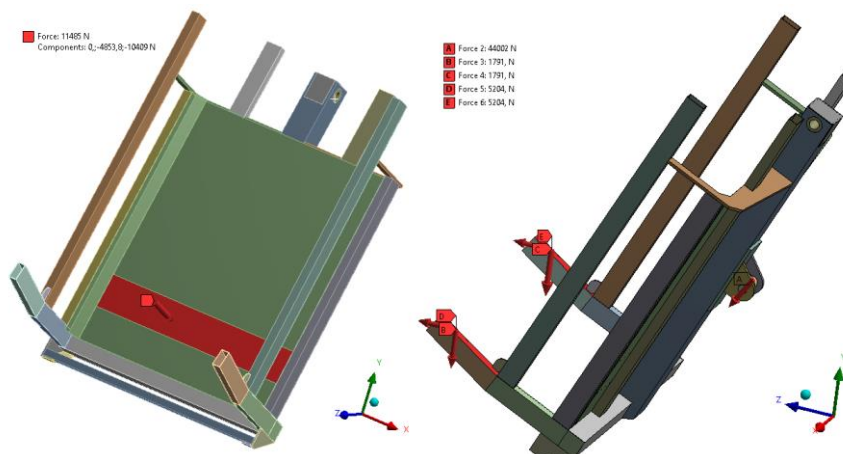
4.2.2 NAKLÁDÁNÍ BALÍKU

Model ramene byl pootočen kolem osy „X“ (obr. 32) vůči hlavnímu souřadnému systému tak, aby odpovídal pracovní poloze nakládání balíku. Čep hydraulického válce (1) byl nahrazen prvkem „Beam“ s příslušnou geometrií a materiálovými vlastnostmi. Místo čepu, kterým je nabírací rameno připojeno k rámu transportéru (2), je umístěn prvek „Revolute“ s povolenou rotací kolem osy „X“ dle souřadného systému na obrázku 31. Pevnostní výpočet nabíracího ramene byl proveden pouze pro zátěžový stav nabírání balíku. A to v poloze ramene, kdy je balík těsně nadzvednut nad zem. V této poloze působí na rameno největší síla od hydraulického válce.



Obrázek 32 Příprava výpočtového modelu ramene v pracovní poloze

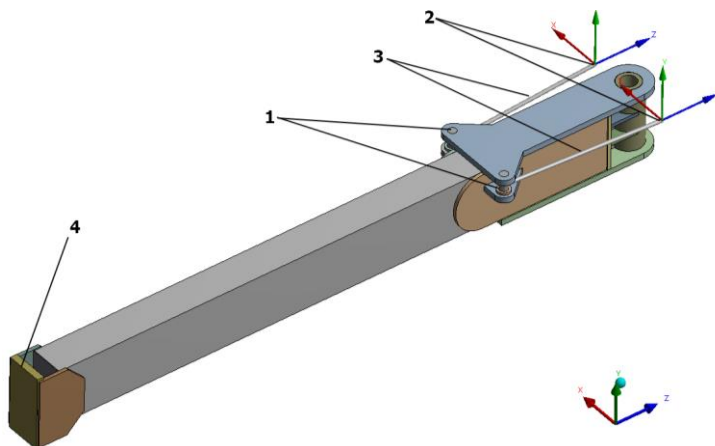
Zatížení na rameno bylo zavedeno pomocí prvku „Force“. Velikosti zatížení na nabírací rameno jsou vypočteny v kapitole 2.3.5. Pro zanesení zatížení od síly F_B byla v modelu geometricky rozdělena plocha dna ramene. Tato plocha přibližně odpovídá styčné plochy balíku a dna ramene viz obr. 33. Plocha pro zanesení síly F_{Ax} a F_{Ay} byla zvolená celá horní styčná plocha nosníku, na který je nasazen mechanismus přidržovače balíku. Vypočtená síla F_{Ax} a F_{Ay} byla počítána v rovinné úloze. Ve skutečnosti je balík podepírán dvěma přidržovači balíku, z toho důvodu vypočtené síly F_{Ax} a F_{Ay} se při definování zatížení na rameno uvažují v poloviční hodnotě. Na všechny těla modelu taktěž působí tíhové zrychlení, která má směr působení proti ose „Y“ dle obrázku 32.



Obrázek 33 Zatížení nabíracího ramene v pracovní poloze

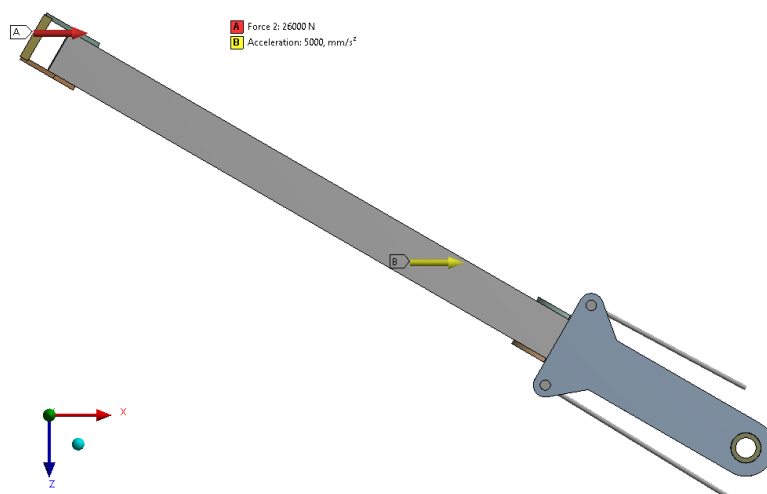
4.3 MODEL OJE

Model oje pro svoji jednoduchost nebyl převeden na střednicový tvar a zůstal jako objemový. Zároveň byl objemový model zjednodušen o technologické prvky jako je zaoblení, sražení a svary. Na objemovém modelu byla vytvořena síť. V některých místech, zejména kolem čepů byla síť zjemněna pro získání kvalitnějších výsledků.



Obrázek 34 Příprava výpočtového modelu oje v transportní poloze

Čepy upevňující hydraulické válce (1) k oji byly nahrazeny prvkem „Beam“ (viz obr. 34), které jsou opatřeny příslušnou geometrií a vlastnostmi. Hydraulické válce, které pohybují s ojí byly nahrazeny dokonale tuhým prvkem „Rigid“ (3), který je zakončen v místě čepů na rámu transportéru (2). Napojení na traktor je ve skutečnosti řešeno přes tažné zařízení, které ovšem není součástí pevnostního výpočtu, jelikož je dodáváno výrobcem. Uchycení oje k rámu transportéru je provedeno přes prvek „Revolute“ s povolenou osou rotace kolem osy „Y“ dle souřadného systému z obr. 35. Tažná síla F_t působí na čelní desku (4) proti směru osy „Z“ a brzdná síla od traktoru F_{oje} působí na čelní desku (4) ve směru osy „Z“ a do modelu jsou zaneseny přes prvek Force. Podpěrná síla F_o , která je reakce zavěšení traktorového závěsu, taktéž působí na čelní desku (4) a její směr je ve směru osy „Y“.



Obrázek 35 Horní pohled na oje v pracovní poloze, znázorněna brzdná síla A a brzdné zrychlení B

Model oje pro pracovní polohu je obdobný jako pro transportní polohu, pouze s rozdílem pootočení oje o 30° podle osy „Y“ v čepu oje (5). Zatěžovací síly zůstávají stejně orientované vůči hlavnímu souřadnému systému a působí na stejných plochách.

5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA PŮVODNÍ KONSTRUKCE

Stav napjatosti je určen podle teorie HMM, který odpovídá redukovanému napětí von Mises. U pevnostní analýzy rámu není uvedena celková deformace rámu z důvodu vyššího obsahu pružin ve výpočtovém modelu, které nahrazují pružení listových per a pružení pneumatik. Z tohoto důvodu by byly hodnoty deformace značně zkreslené.

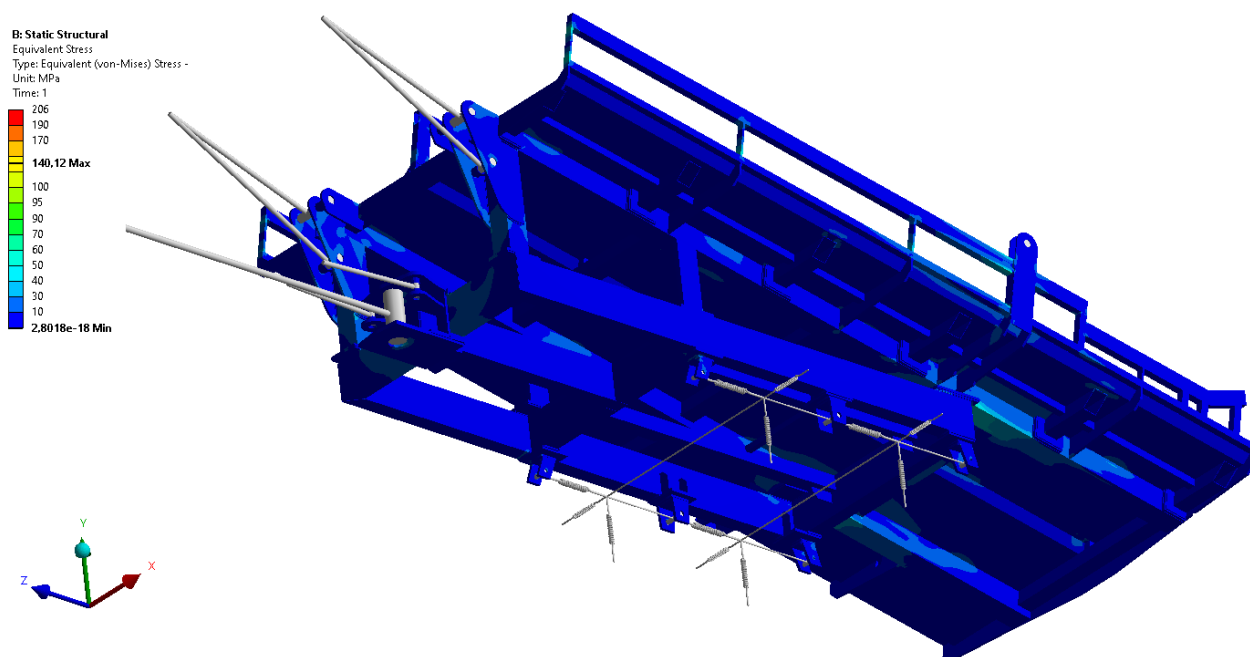
Výpočtový model neobsahuje sváry, a tak je důležité si při zhodnocování výsledků uvědomit, že v místě napojení dvou součástí nedostáváme adekvátní napětí. Tato oblast s neadekvátním napětím, kde dochází ke zkreslování výsledků je minimálně tak velká, jako je velikost svárů. Zjednodušením výpočtového modelu o technologické prvky, zaoblení a sražení dostáváme model s ostrými hranami, ve kterých vzniká tzv. špičkové napětí, které může být teoreticky nekonečně velké.

5.1 STATICKÁ POLOHA

5.1.1 MODEL RÁMU

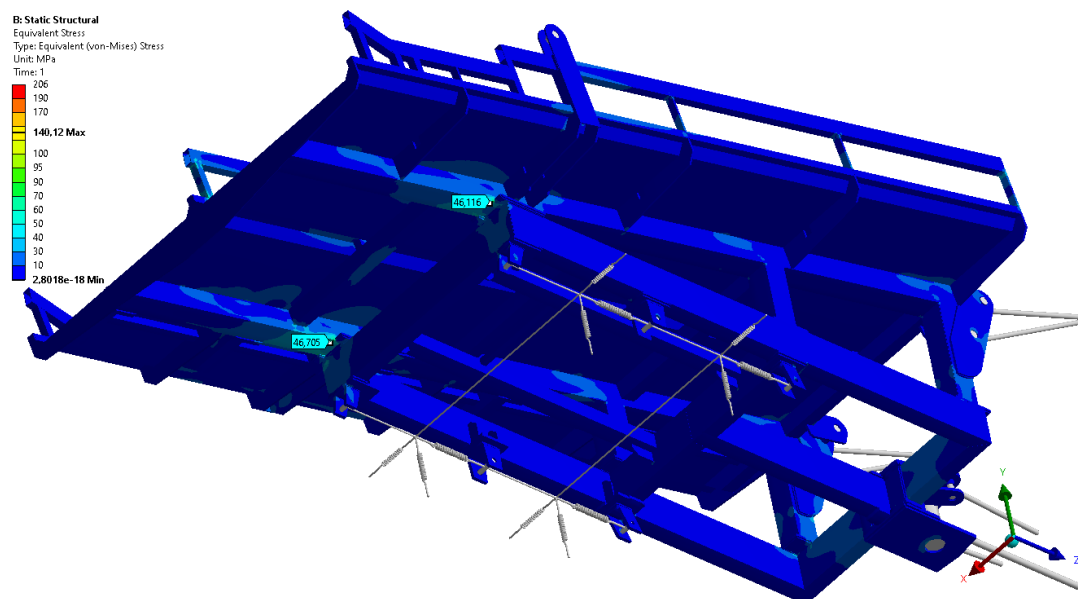
TRANSPORTNÍ POLOHA OJE

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMM bylo zjištěno 140,12 MPa (viz obr. 36). Ovšem tohle napětí se nachází v ostrém rohu, jedná se tedy o špičkové napětí.



Obrázek 36 Spodní pohled na deformovaný model (1:1), napětí dle podmínky HMM (max. napětí 140,12 MPa)

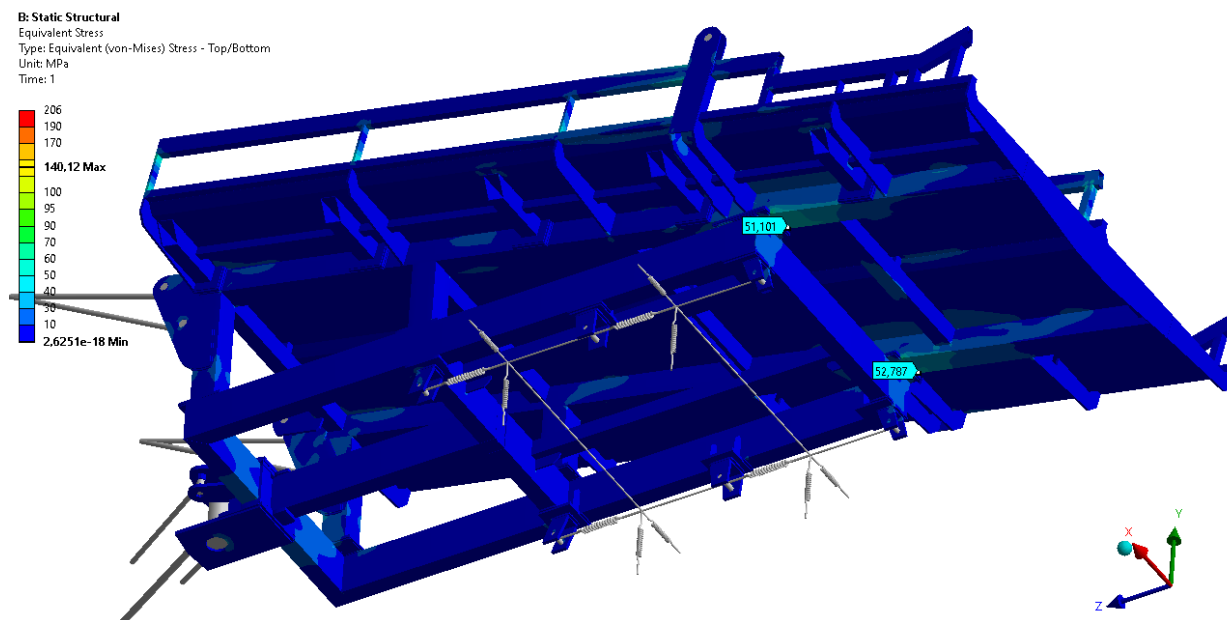
Nejvyšší adekvátní napětí se nachází na hlavních podélných nosnících a dosahuje hodnotu cca 46,5 MPa (viz obr. 37).



Obrázek 37 Pohled na maximální napětí s ojí v transportní poloze

PRACOVNÍ POLOHA OJE

Při statické poloze transportéru s polohou oje v pracovní poloze je napětí v rámu obdobné, jaké s polohou oje v transportní poloze. Nejvyšší adekvátní napětí se nachází na dvou hlavních podélných nosnících s dosahovanou hodnotou cca 53 MPa (viz obr. 38). Tato hodnota napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli.

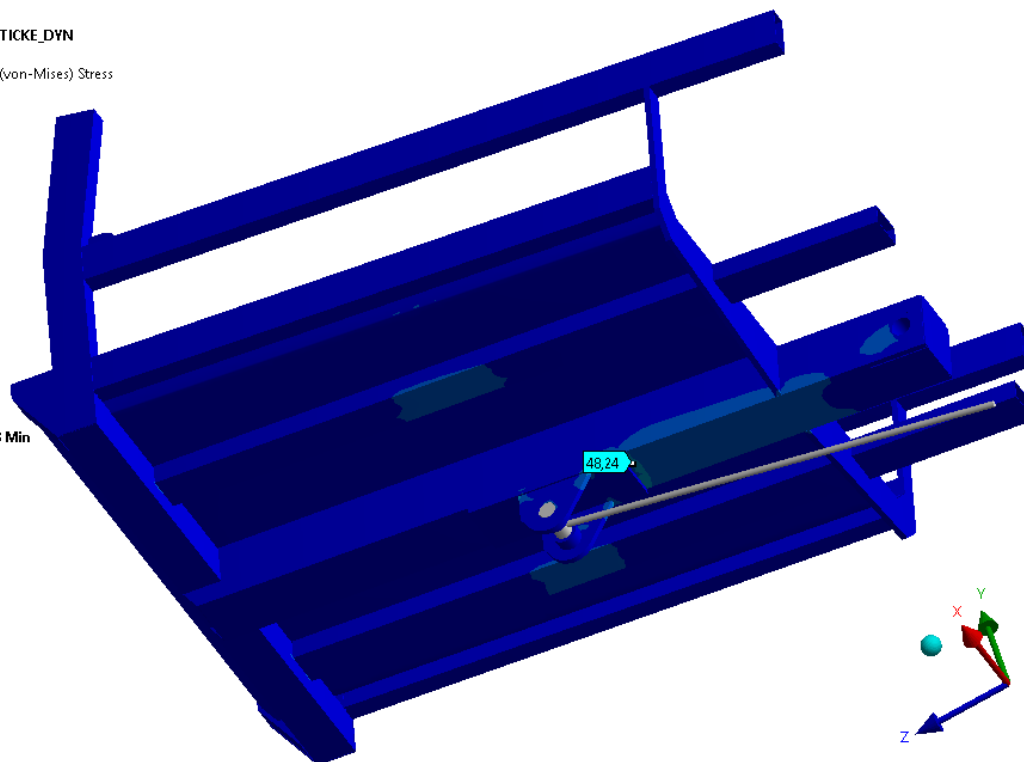
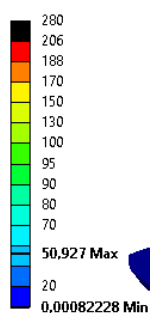


Obrázek 38 Pohled na maximální napětí s ojí v pracovní poloze

5.1.2 MODEL RAMENE

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 50,9 MPa (viz obr. 39). Tato napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli.

A: RAMENO STATICKÉ_DYN
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1



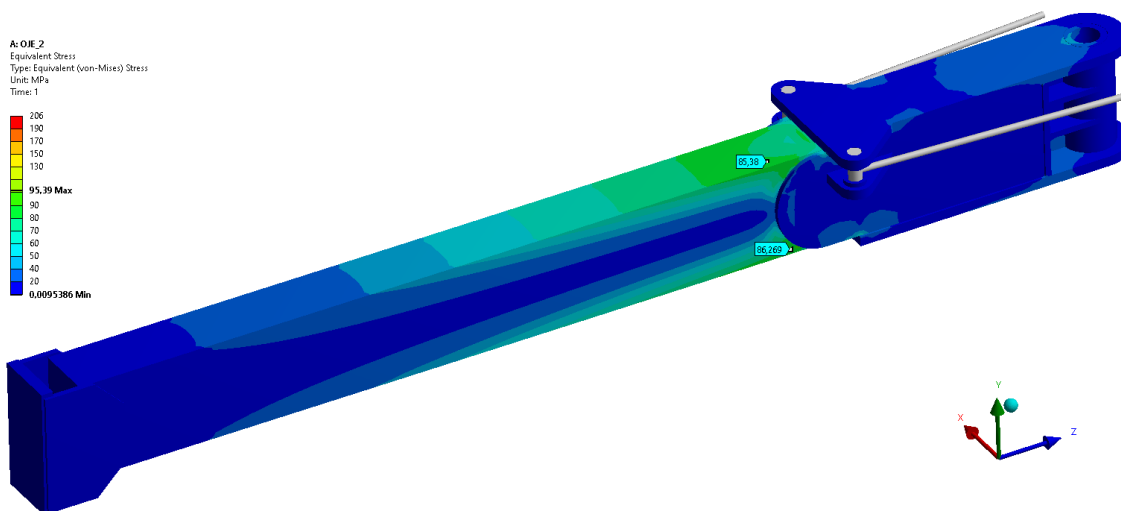
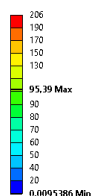
Obrázek 39 Spodní pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 50,92 MPa), deformace (1:1) max. 11 mm

5.1.3 MODEL OJE

TRANSPORTNÍ POLOHA

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 95,39 MPa (viz obr. 40). Tato napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli. Maximální napětí se nachází na hlavním nosníku u přechodu z vyztužené části plechem.

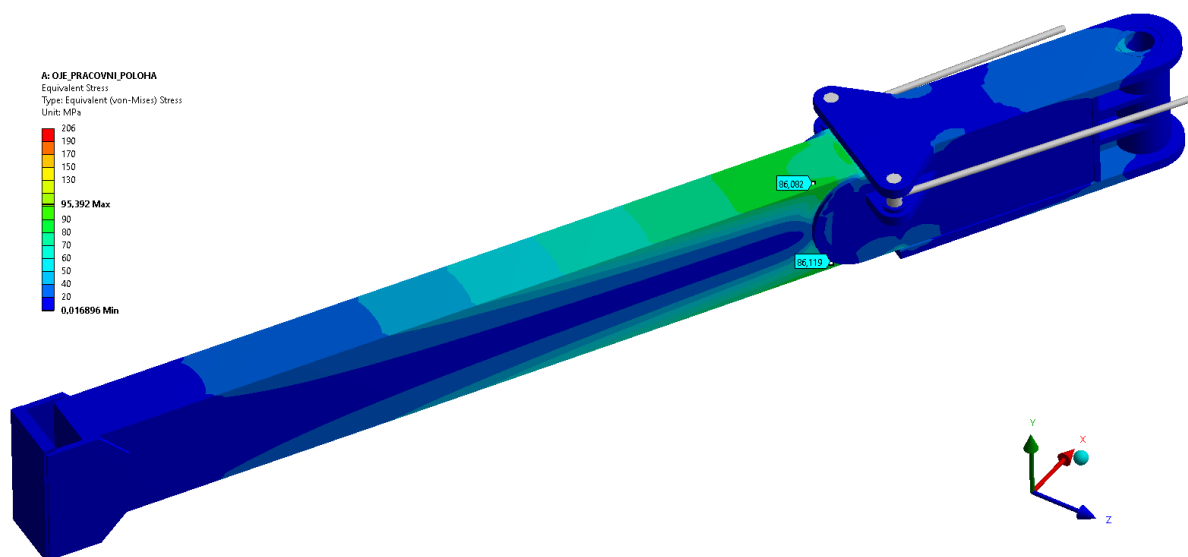
A: OJE_2
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1



Obrázek 40 Horní pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 95,39 MPa), deformace (1:1) max. 6,7 mm

PRACOVNÍ POLOHA

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 95,39 MPa (viz obr. 41) stejně jako u transportní polohy. Tato napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli. Maximální napětí se nachází na hlavním nosníku u přechodu z vyztužené části plechem.



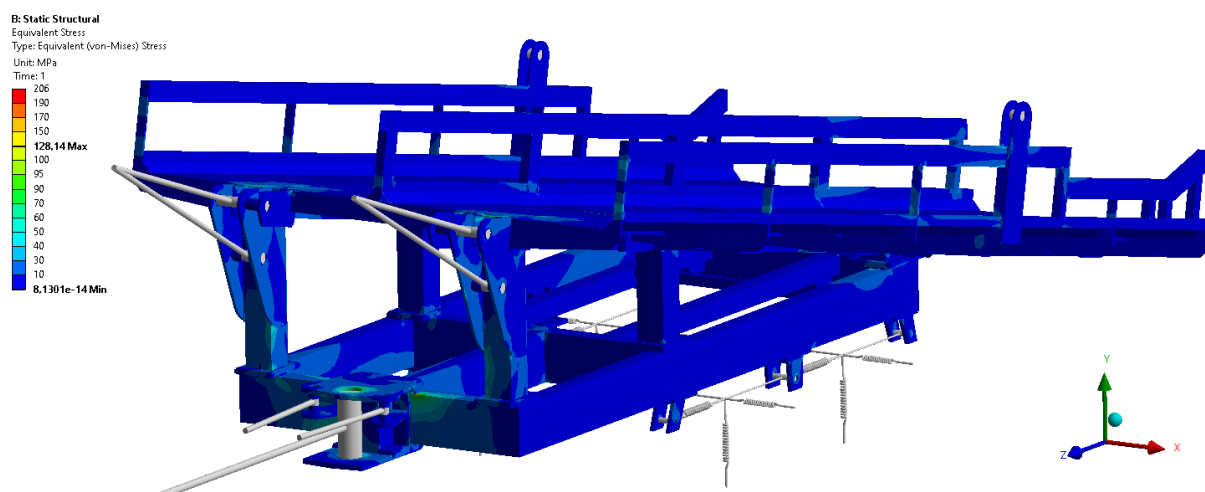
Obrázek 41 Horní pohled na deformovaný model pracovní polohy oje, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 95,39 MPa), deformace (1:1) max. 6,7 mm

5.2 BRZDĚNÍ

5.2.1 MODEL RÁMU

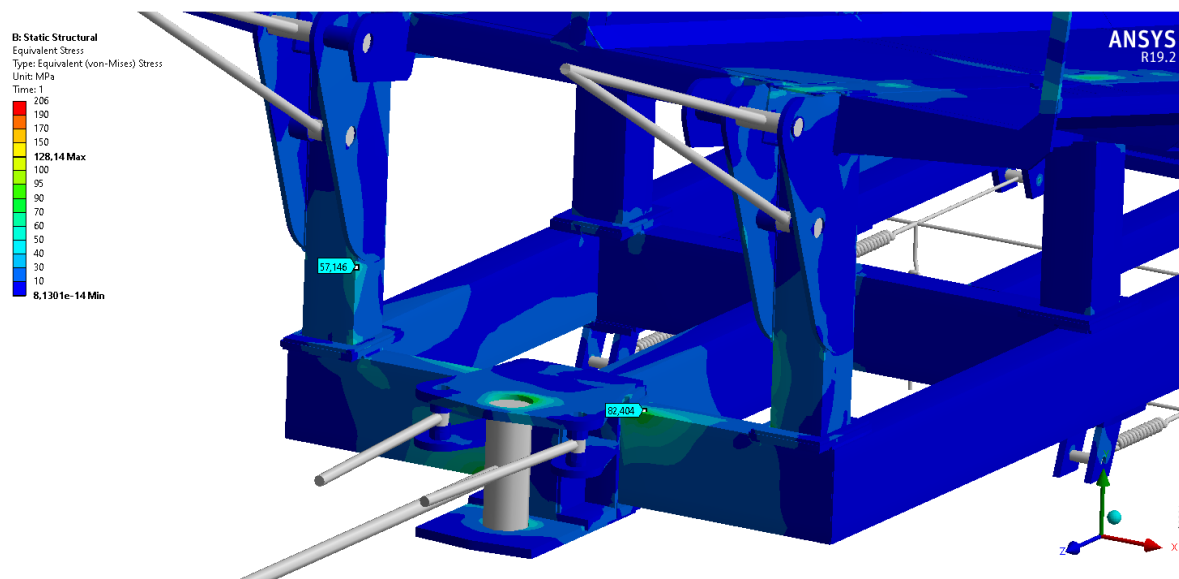
TRANSPORTNÍ POLOHA OJE

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 128,14 MPa (viz obr. 42). Tohle nejvyšší napětí se nachází opět v ostrém rohu, proto lze opět říct, že se jedná o špičkové napětí.



Obrázek 42 Pohled na deformovaný model (1:1), napětí dle podmínky HMH (max. napětí 128,14 MPa)

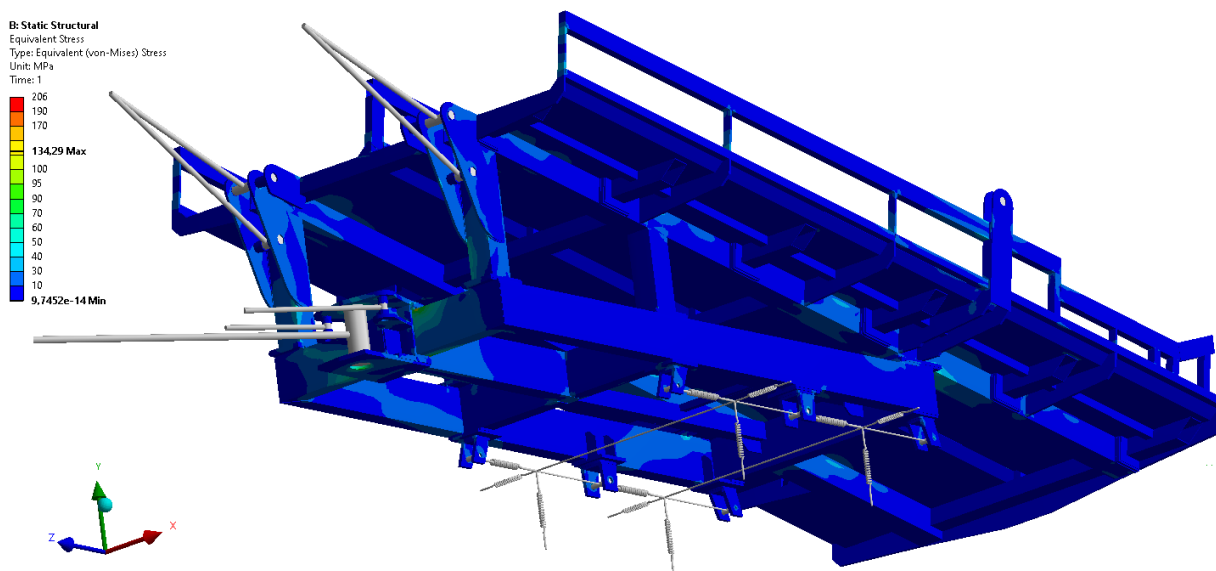
Maximální adekvátní napětí je cca 82 MPa (viz obr. 43), které se nachází na předních nosných sloupech. Toto nejvyšší adekvátní napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli.



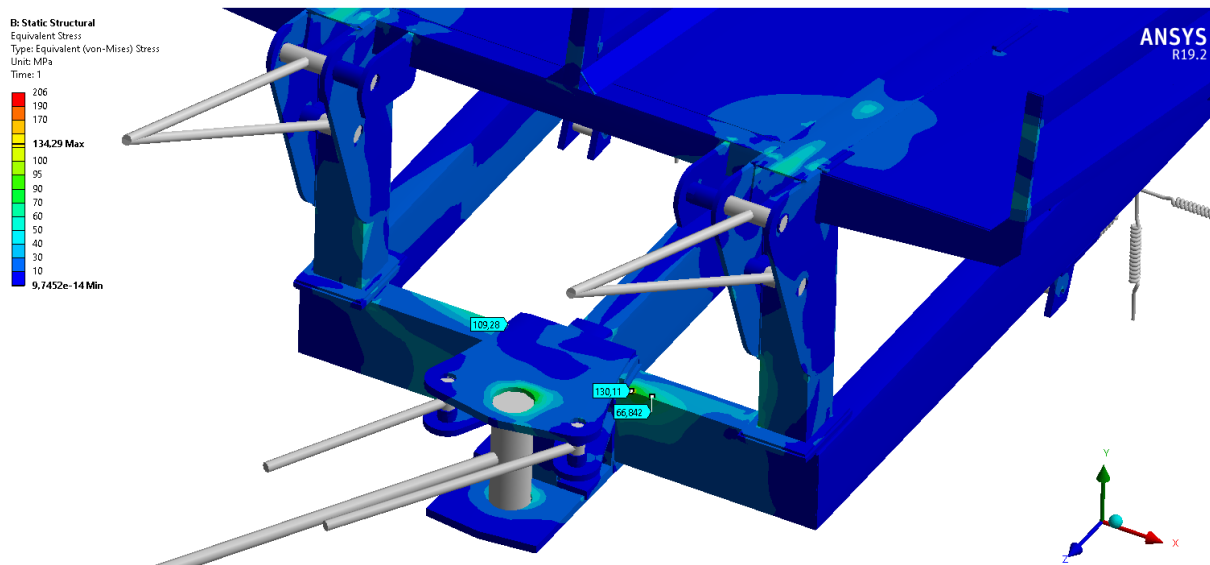
Obrázek 43 Pohled na oblast s maximálním adekvátním napětím cca 62 MPa

PRACOVNÍ POLOHA OJE

V situaci, kdy je oj v pracovní poloze, je nejvyšší napětí dle podmínky HMH 134,29 MPa (viz obr. 44). Toto napětí se opět nachází v ostrém rohu, proto se opět jedná špičkové napětí. Nejvyšší adekvátní napětí se nachází na předním nosným profilu podvozku a dosahuje hodnotu cca 130 MPa (viz obr. 45). Tato hodnota nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli.



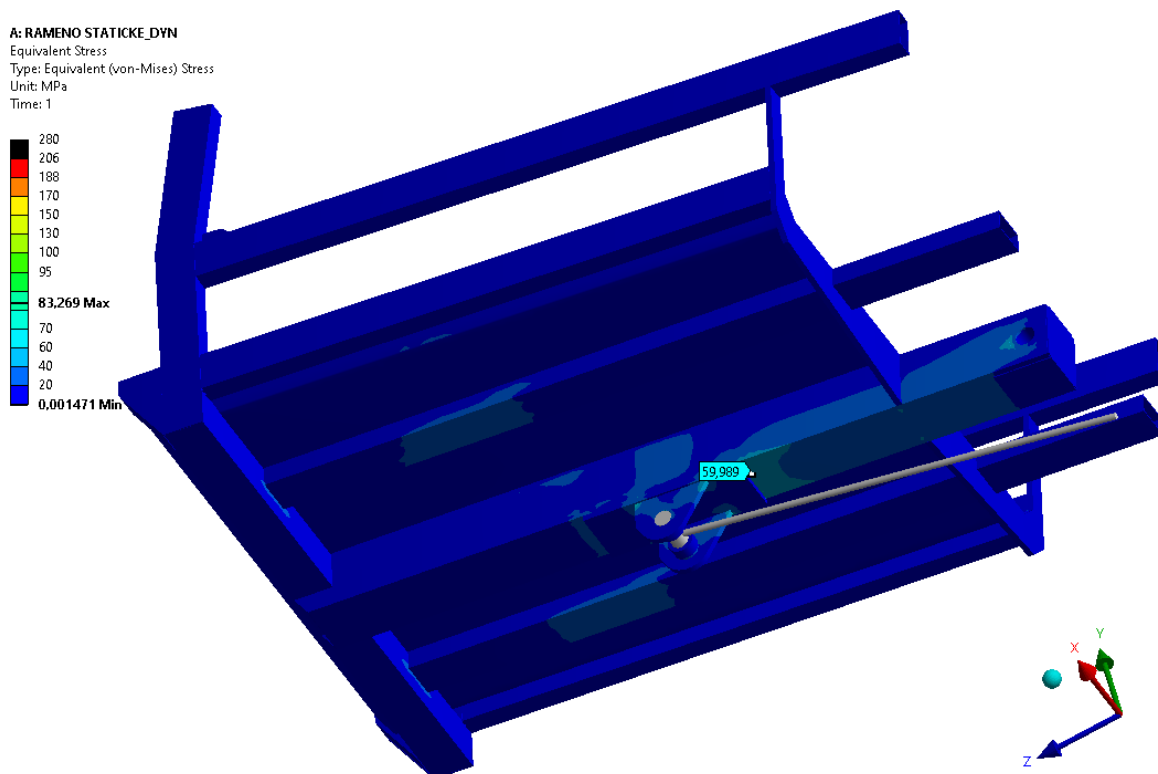
Obrázek 44 Pohled na deformovaný model (1:1), napětí dle podmínky HMH (max. napětí 96,18MPa)



Obrázek 45 Pohled na oblast s maximálním adekvátním napětím cca 130 MPa

5.2.2 MODEL RAMENE

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMM bylo zjištěno 85,17 MPa (viz obr. 46), ovšem opět se jedná o špičkové napětí v ostrém rohu. Nejvyšší adekvátní napětí bylo zjištěno cca 60 MPa. Vypočítané adekvátní napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli. Toto napětí se nachází na přechodu z konzoly uchycení čepu hydraulického válce na hlavní nosník.

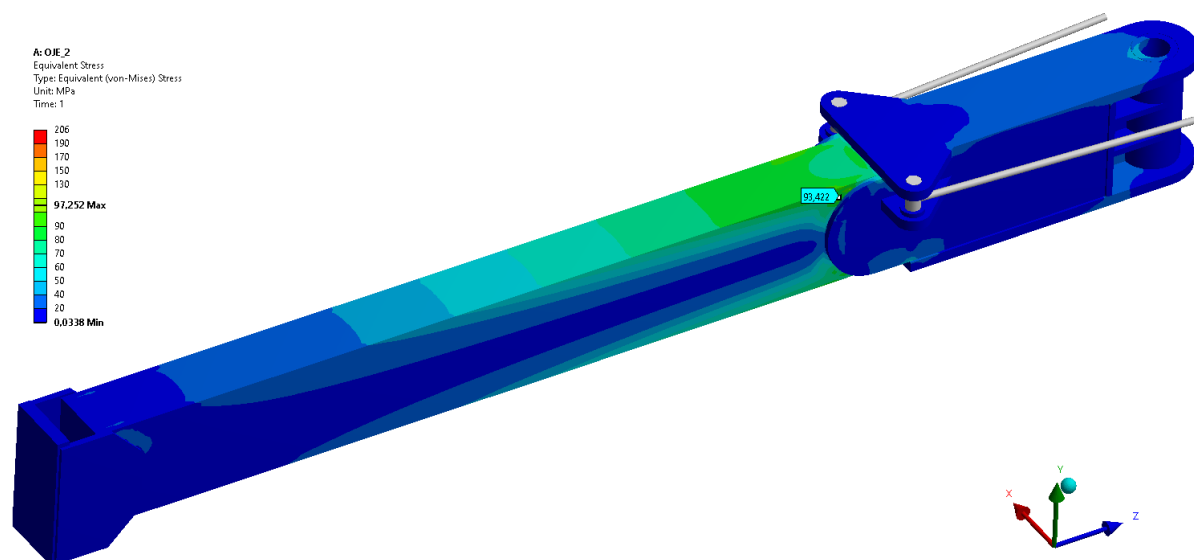


Obrázek 46 Spodní pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMM (max. napětí 85,17 MPa), deformace (1:1) max. 15,5 mm

5.2.3 MODEL OJE

TRANSPORTNÍ POLOHA

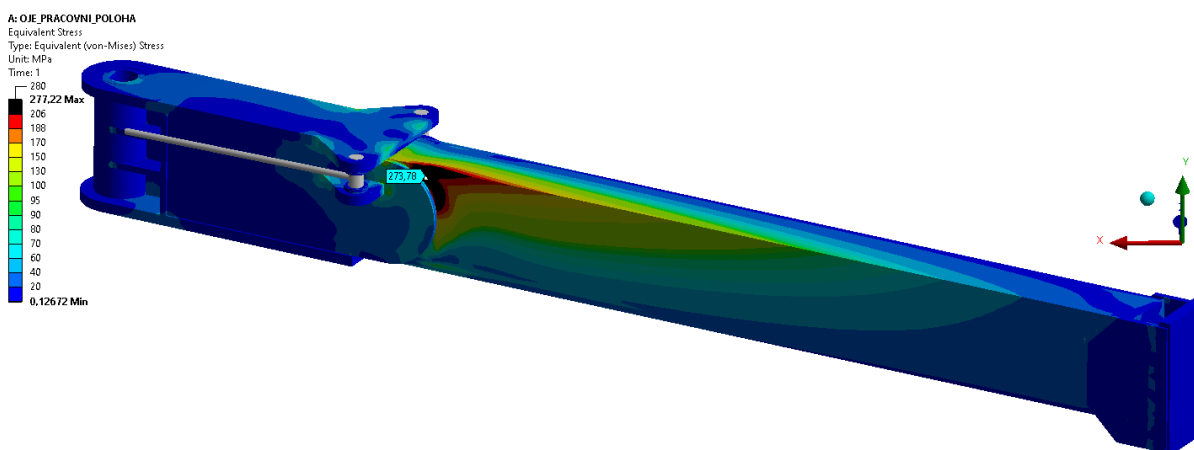
Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 97,25 MPa (viz obr. 47). Vypočítané napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli. Nejvyšší napětí se nachází na horní straně hlavního nosníku.



Obrázek 47 Horní pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 97,25 MPa), deformace (1:1) max. 6,5 mm

PRACOVNÍ POLOHA

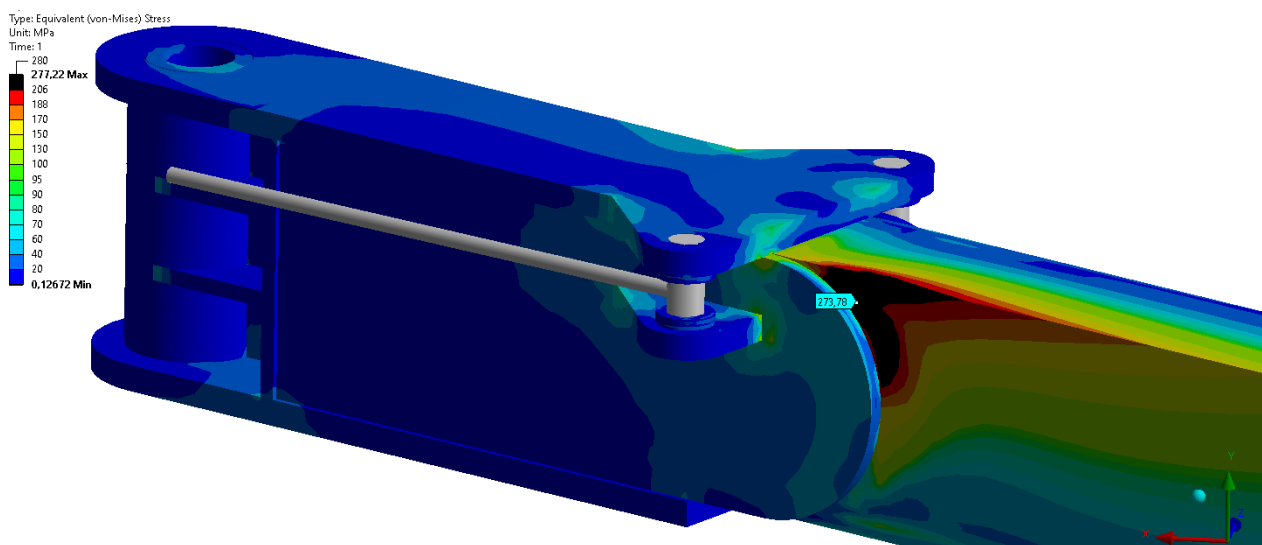
Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 277,22 MPa (viz obr. 48). Vypočítané napětí přesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli zahrnující dynamický součinitel.



Obrázek 48 Pohled na deformovaný model z pravé strany, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 277,22 MPa), deformace (1:1) max. 40,4 mm

Nejvyšší napětí se nachází na pravé straně nosníku oje v místě, kde začíná přeplátování hlavního nosníku plechem (viz obr. 49). Tento zátěžový stav při běžném provozu může nastat pouze v nouzové situaci, kdy je souprava plně naložena, oje je v pracovní poloze a souprava

plně brzdí. Jelikož k tomuto zátěžovému stavu běžně nedochází, dané slabé místo v konstrukci oje se prozatím na již vyrobených transportérech neprojevilo.



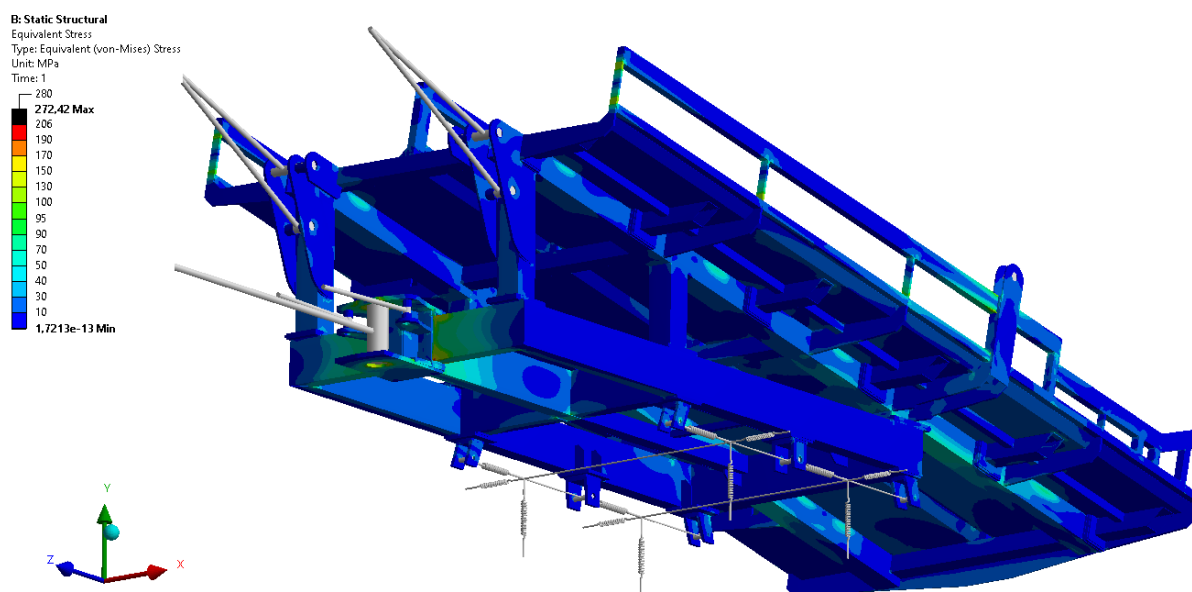
Obrázek 49 Pohled na místo s největším napětím

5.3 AKCELERACE

5.3.1 MODEL RÁMU

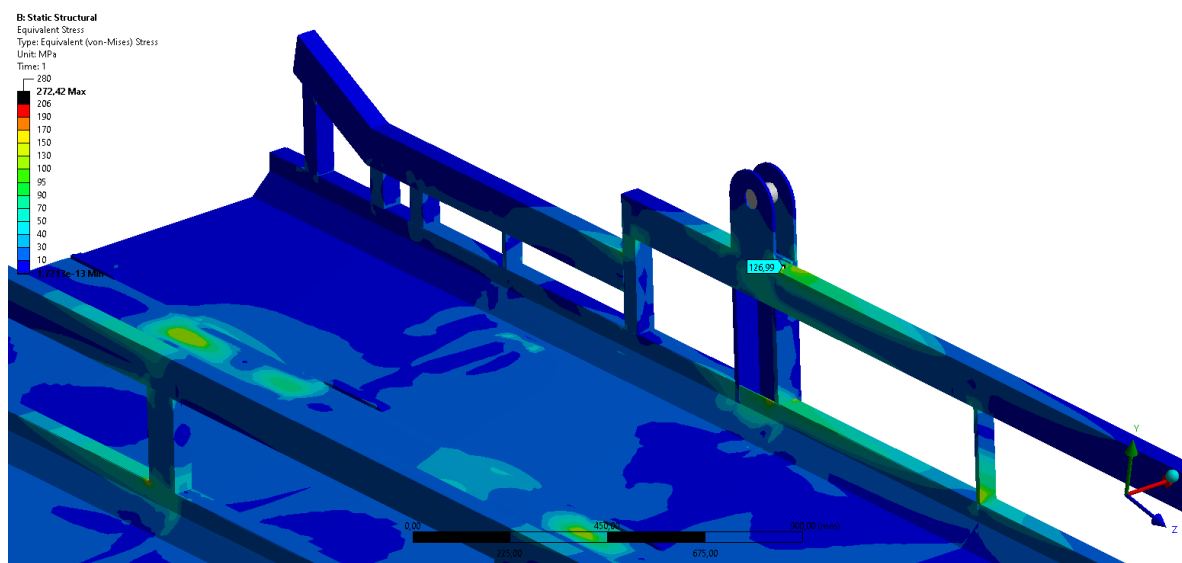
TRANSPORTNÍ POLOHA OJE

Při akceleraci s ojí v transportní poloze je nejvyšší dosažené napětí dle podmínky HMH 272,52 MPa (viz obr. 50). Toto napětí se nachází v ostrém rohu na kolmém spojení dvou vodících profilů, proto lze opět nazvat toto nejvyšší napětí za špičkové napětí.



Obrázek 50 Pohled na deformovaný model (1:1), napětí dle podmínky HMH (max. napětí 272,52 MPa)

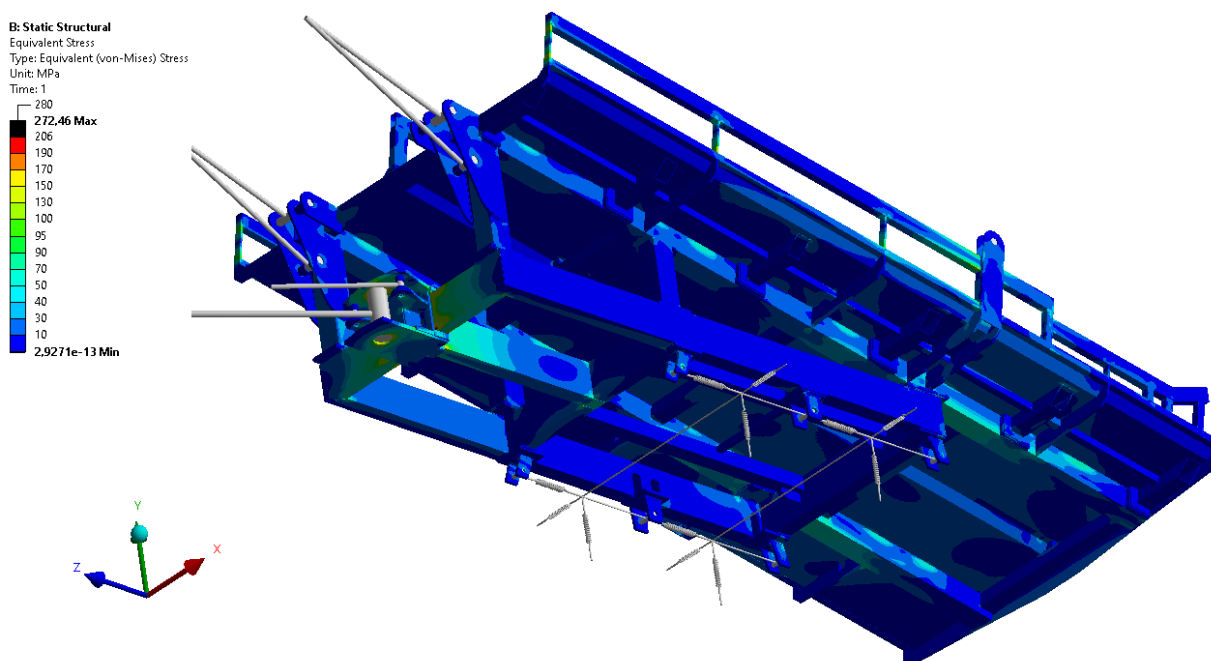
Nejvyšší adekvátní napětí se nachází na vodícím profilu u konzoly uchycení čepu závory. V tomhle místě je nejvyšší adekvátní napětí cca 127 MPa (viz obr. 51) a nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli.



Obrázek 51 Pohled na oblast s nejvyšším adekvátním napětím cca 127 MPa

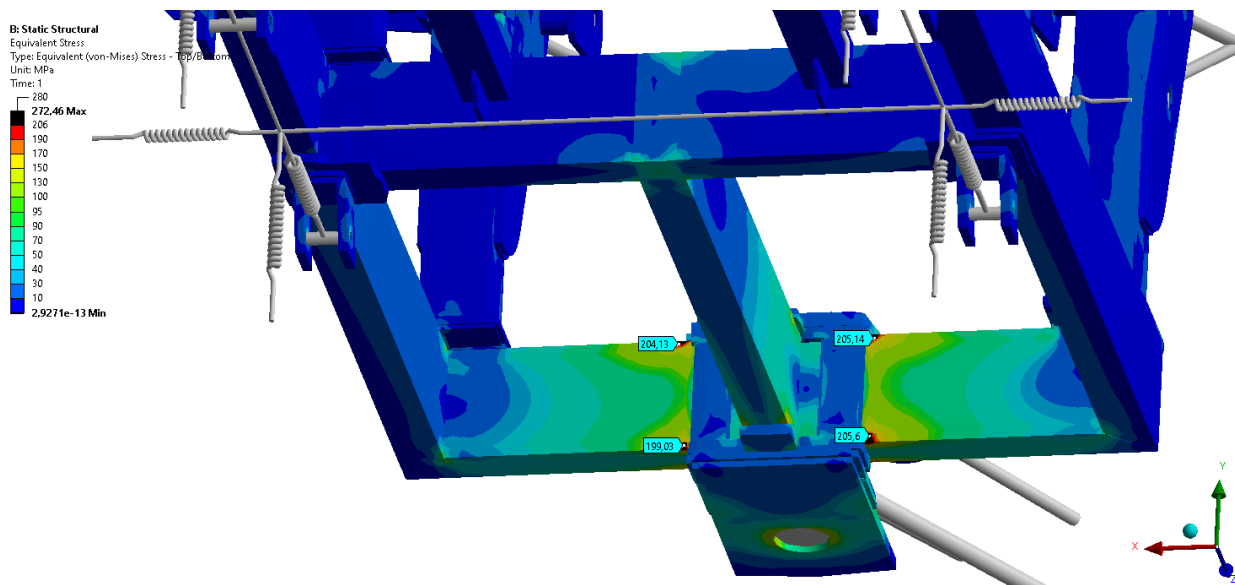
PRACOVNÍ POLOHA OJE

Při akceleraci s ojí v pracovní poloze je nejvyšší dosažené napětí dle podmínky HMH 272,46 MPa (viz obr. 52). Tato nejvyšší hodnota napětí se nachází na desce uložení ojničního čepu. Pro pevnostní simulaci bylo uložení ojničního čepu značně zjednodušeno a byly zmenšeny styčné plochy mezi čepem, ojničným ložiskem a deskou. Proto vypočtená hodnota napětí v tomto místě neodpovídá skutečnosti.



Obrázek 52 Pohled na deformovaný model (1:1), napětí dle podmínky HMH (max. napětí 272,46 MPa)

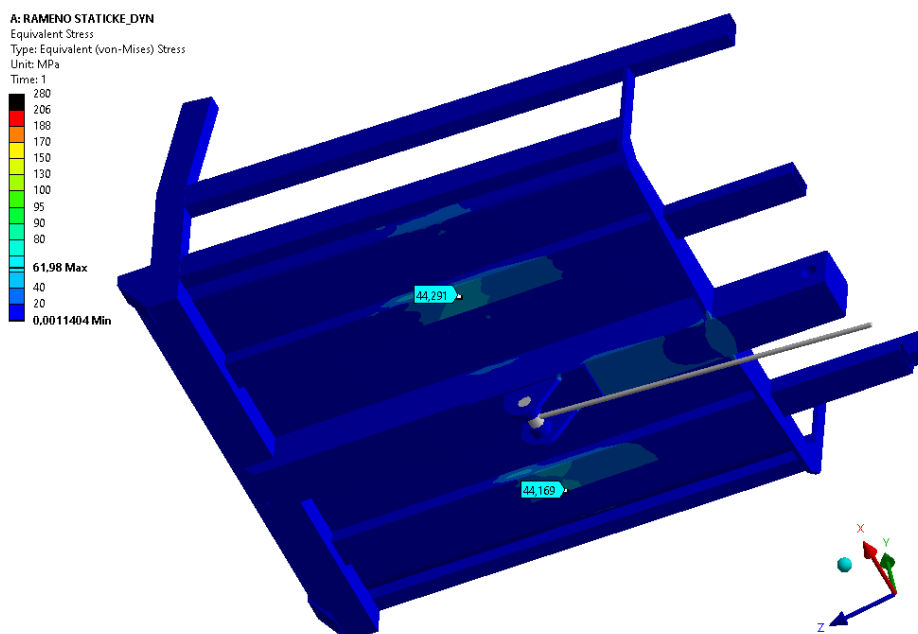
Nejvyšší adekvátní napětí v rámu se nachází u spojení desek ojnicního čepu a rámu podvozku a dosahuje hodnotu cca 205 MPa (viz obr. 53) a nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli.



Obrázek 53 Pohled na oblast s nejvyššími hodnotami napětí

5.3.2 MODEL RAMENE

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 59,87 MPa (viz obr. 54). Nejvyšší vypočítané napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli.

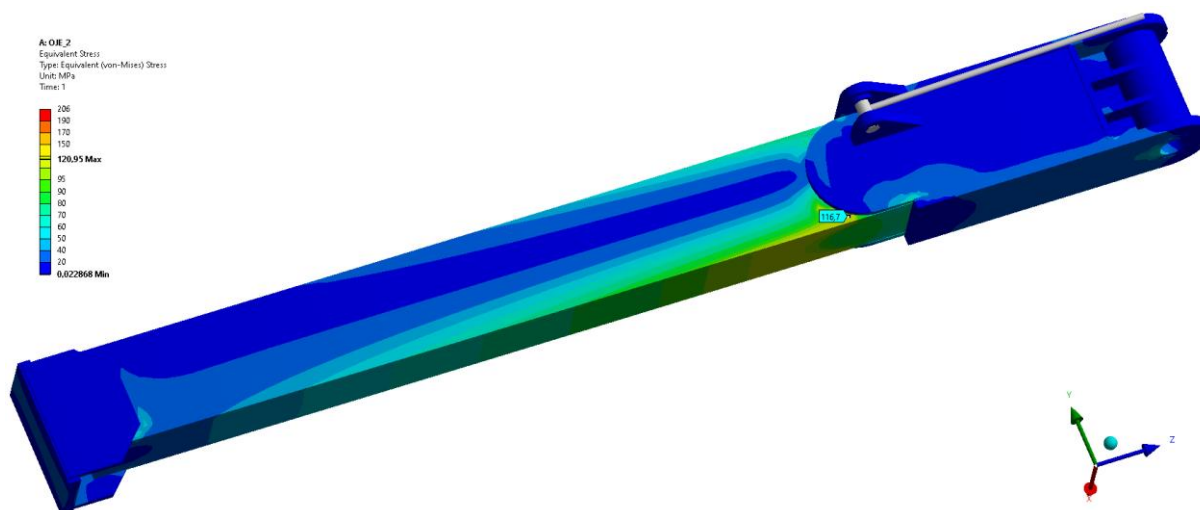


Obrázek 54 Spodní pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 61,98 MPa), deformace (1:1) max. 4,8 mm

5.3.3 MODEL OJE

TRANSPORTNÍ POLOHA

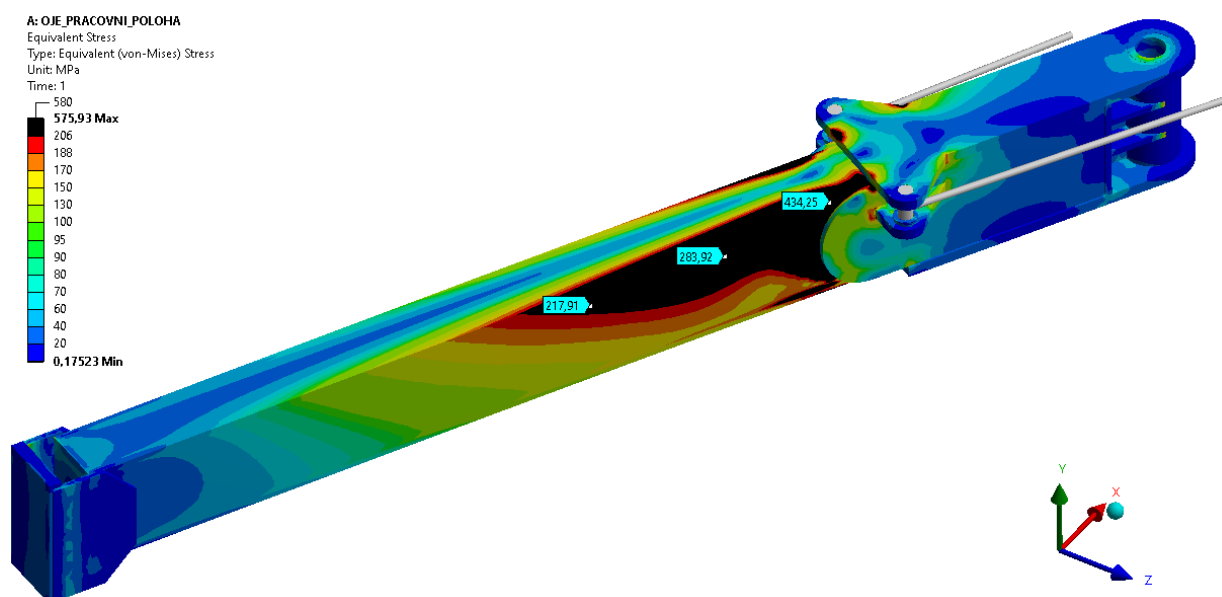
Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 120,95 MPa (viz obr. 55). Vypočítané napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli. Nejvyšší napětí se nachází na spodní straně nosníku u přechodu z přeplátované části na samotný nosník.



Obrázek 55 Spodní pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 120,95 MPa), deformace (1:1) max. 7,6 mm

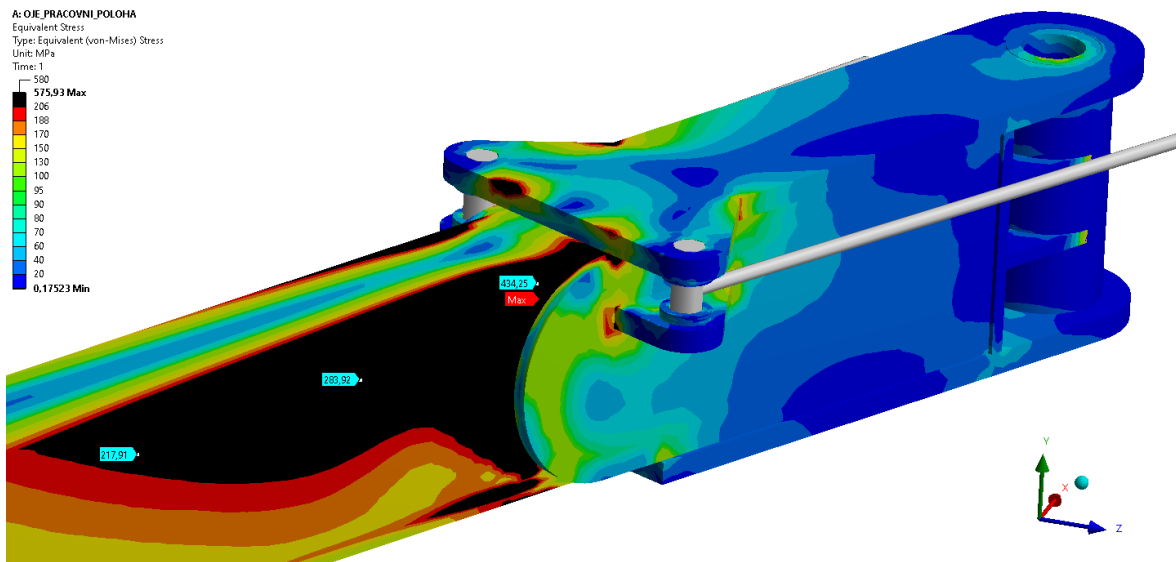
PRACOVNÍ POLOHA

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 575,93 MPa (viz obr. 56). Vypočítané napětí přesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli zahrnující dynamický součinitel.



Obrázek 56 Horní pohled na deformovaný model z levé strany, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 575,93 MPa), deformace (1:1) max. 107 mm

Nejvyšší napětí se nachází na levé straně nosníku v místě, kde začíná překlátování hlavního nosníku plechem (viz obr. 57). Tento zátěžový stav při běžném provozu obvykle nenastává, jelikož s pracovní polohou oje se po poli popojíždí v malé rychlosti a s velmi malým zrychlením. Tohle zjištěné slabé místo v konstrukci oje se v provozu prozatím neobjevilo.



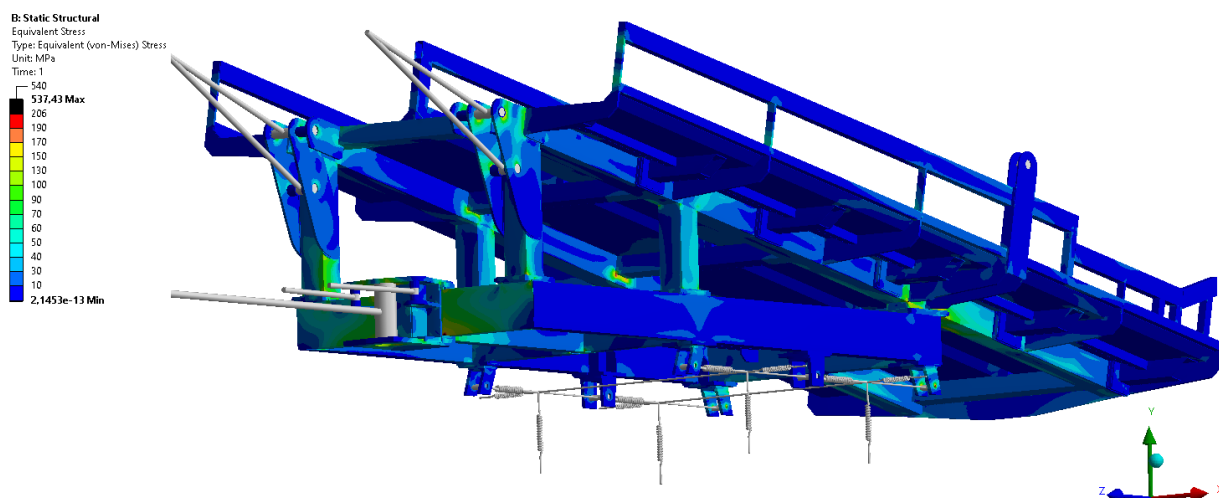
Obrázek 57 Pohled na místo s největším napětím při zátěžovém stavu akcelerace

5.4 PRŮJEZD ZATÁČKOU

5.4.1 MODEL RÁMU

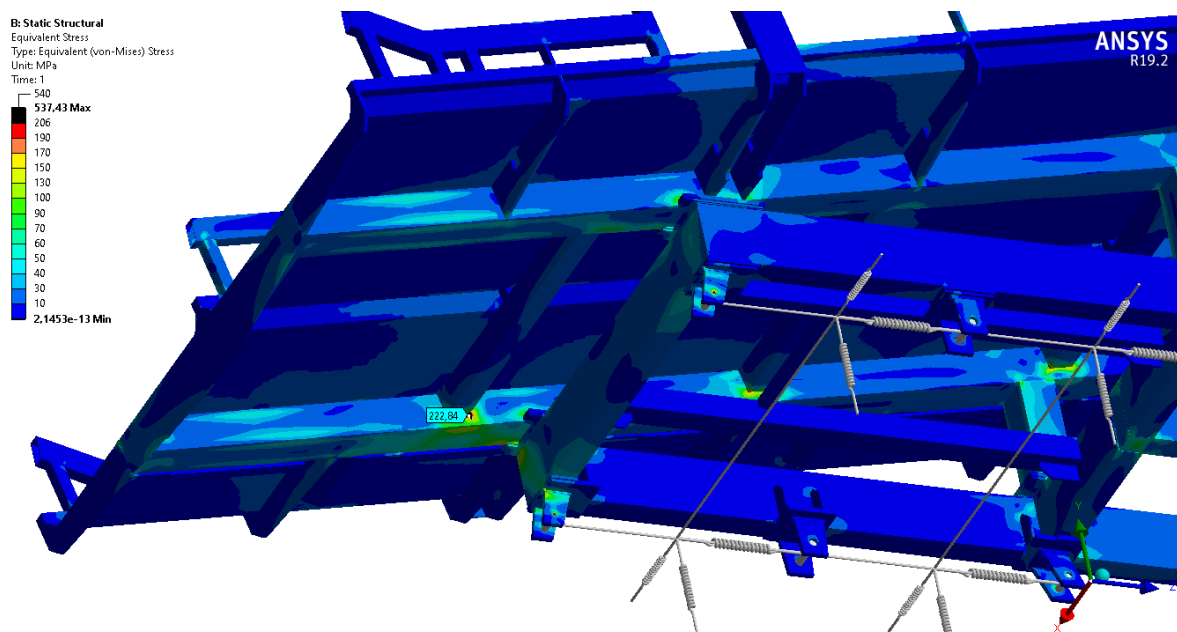
TRANSPORTNÍ POLOHA OJE

Při průjezdu zatáčkou při konstantní rychlosti s ojí v transportní poloze je nejvyšší dosažené napětí dle podmínky HMH 537,43 MPa (viz obr. 58). Tato nejvyšší hodnota se nachází opět v ostrém rohu v profilu spojující dva hlavní podélné nosníky, proto se opět jedná o špičkové napětí. Ovšem v blízkém okolí tohoto špičkového napětí se nacházejí taktéž vysoké hodnoty napětí, které už nelze považovat za špičku napětí.



Obrázek 58 Pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 537,43 MPa)

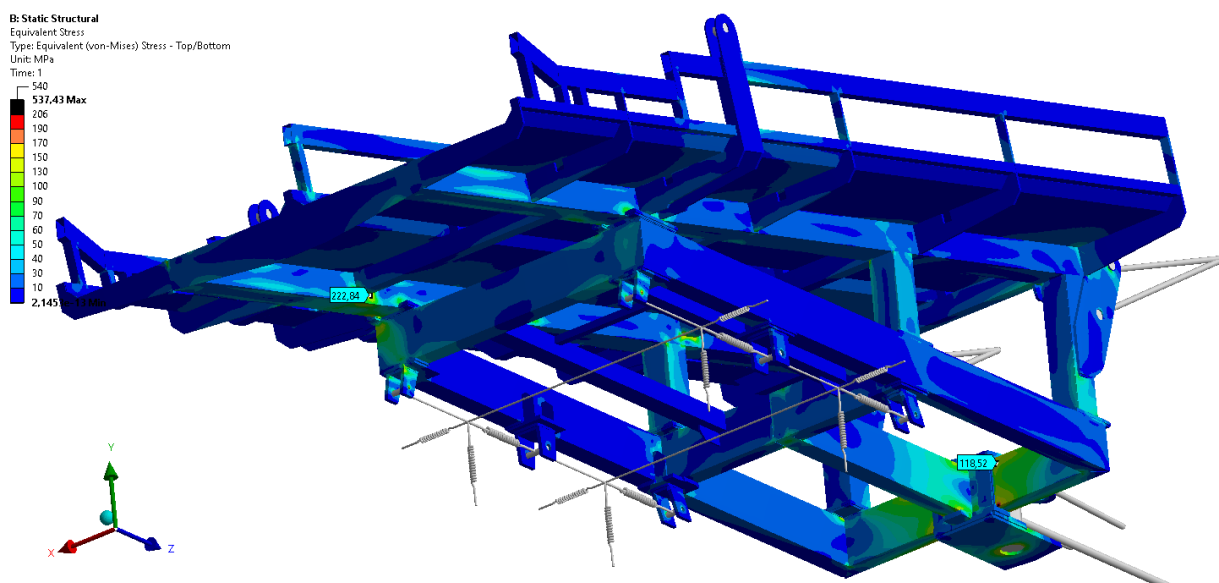
Nejvyšší adekvátní napětí se nachází v okolí špičky napětí a nachází se na hlavním podélném nosníku u spoje s příčnou výztuží a dosahuje hodnoty cca 222 MPa (viz obr. 59). Tato hodnota přesahuje návrhovou hodnotu pevnosti oceli zahrnující dynamický součinitel.



Obrázek 59 Pohled na oblast s maximálním adekvátním napětí cca 222 MPa

PRACOVNÍ POLOHA OJE

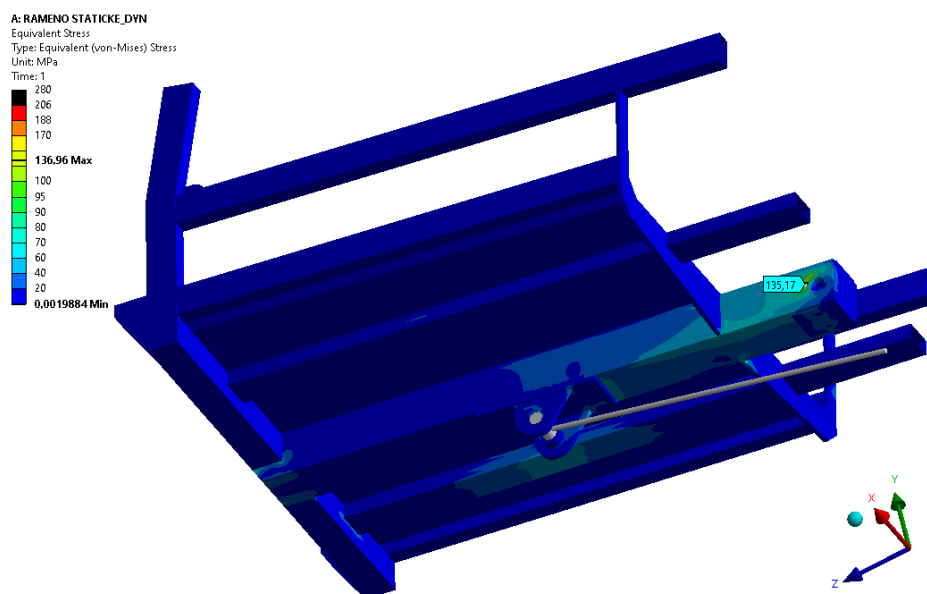
Při průjezdu zatáčkou při konstantní rychlosti s ojí v pracovní poloze je nejvyšší dosažené napětí dle podmínky HMH 547,8 MPa. Toto napětí se opět nachází v ostrém rohu, z toho důvodu ho lze určit za špičkové napětí. Stejně jako při průjezdu zatáčkou s ojí v transportní poloze se nejvyšší adekvátní napětí nachází na hlavním podélném nosníku u spoje s příčnou výztuží a dosahuje hodnoty cca 228 MPa (viz obr. 60). Tato hodnota přesahuje návrhovou hodnotu pevnosti oceli zahrnující dynamický součinitel.



Obrázek 60 Pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 547,8 MPa)

5.4.2 MODEL RAMANE

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 136,9 MPa (viz obr. 61). Vypočítané napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli. Toto napětí se nachází na hlavním nosníku u pouzdra čepu ramene.

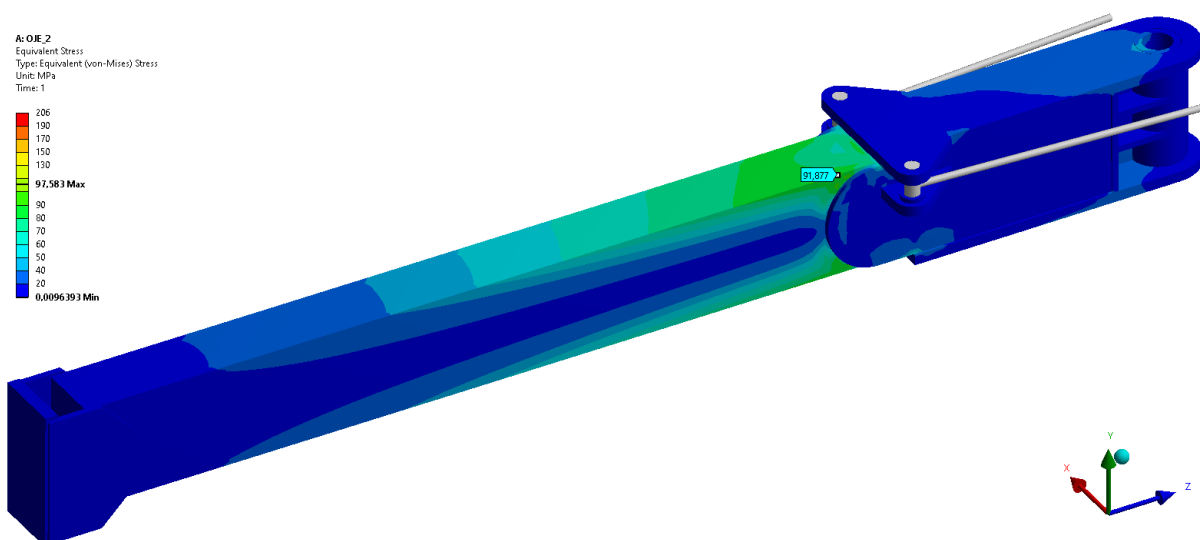


Obrázek 61 Spodní pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 136,96 MPa), deformace (1:1) max. 13,9 mm

5.4.3 MODEL OJE

TRANSPORTNÍ POLOHA

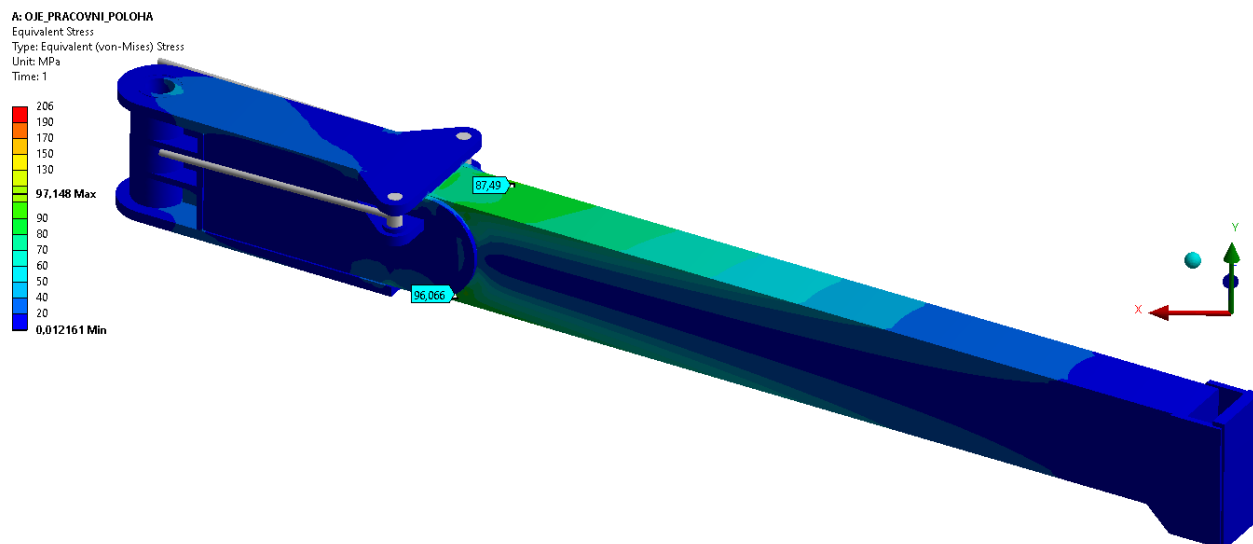
Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 97,58 MPa (viz obr. 62). Vypočítané napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli. Nejvyšší napětí se nachází na horní straně nosníku u přechodu z přeplátované části na samotný nosník.



Obrázek 62 Horní pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 97,53 MPa), deformace (1:1) max. 6,8 mm

PRACOVNÍ POLOHA

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 97,35 MPa (viz obr. 63). Vypočítané napětí nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli.

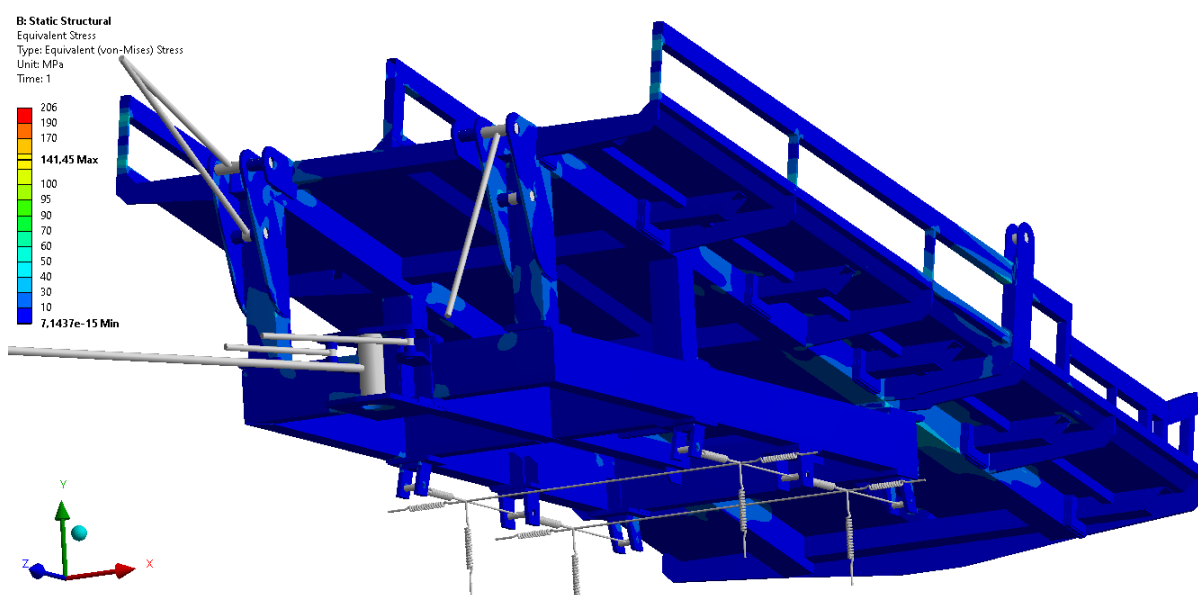


Obrázek 63 Horní pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 97,35 MPa), deformace (1:1) max. 6,7 mm

5.5 NAKLÁDÁNÍ BALÍKU

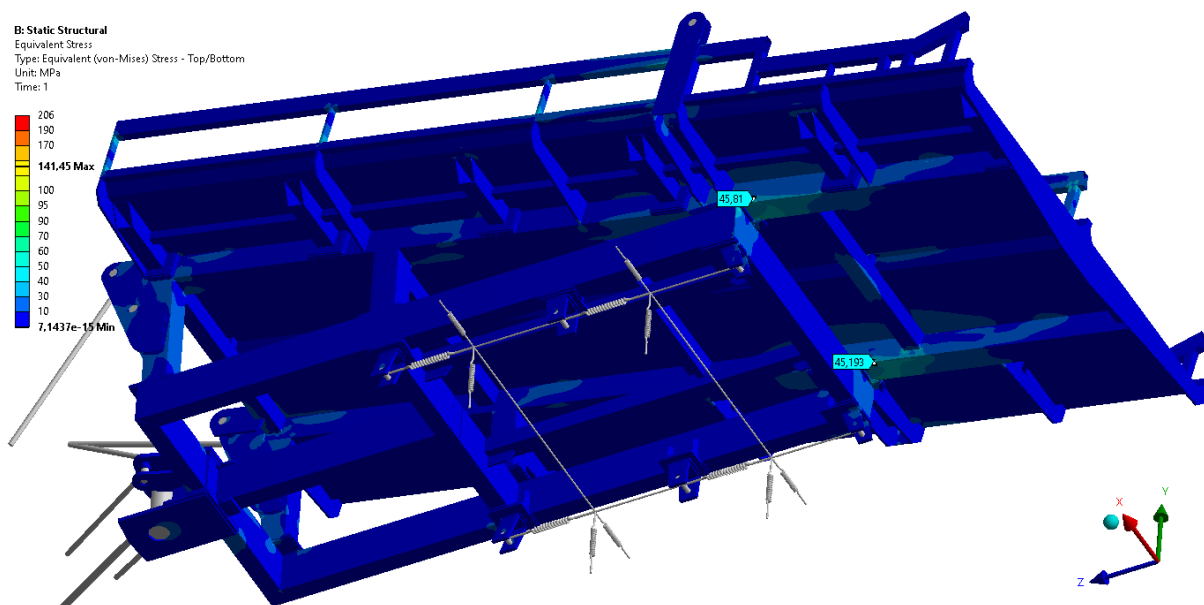
5.5.1 MODEL RÁMU

Při zátěžovém stavu nakládání balíku musí být oje vždy v pracovní poloze, proto výpočet napětí proběhl pouze pro stav s ojí v pracovní poloze. Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo 141,45 MPa (viz obr. 64). Toto napětí se opět nachází v ostrém rohu na kolmém spoji dvou profilů, proto lze vypočítané napětí brát jako špičkové.



Obrázek 64 Pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 141,45 MPa)

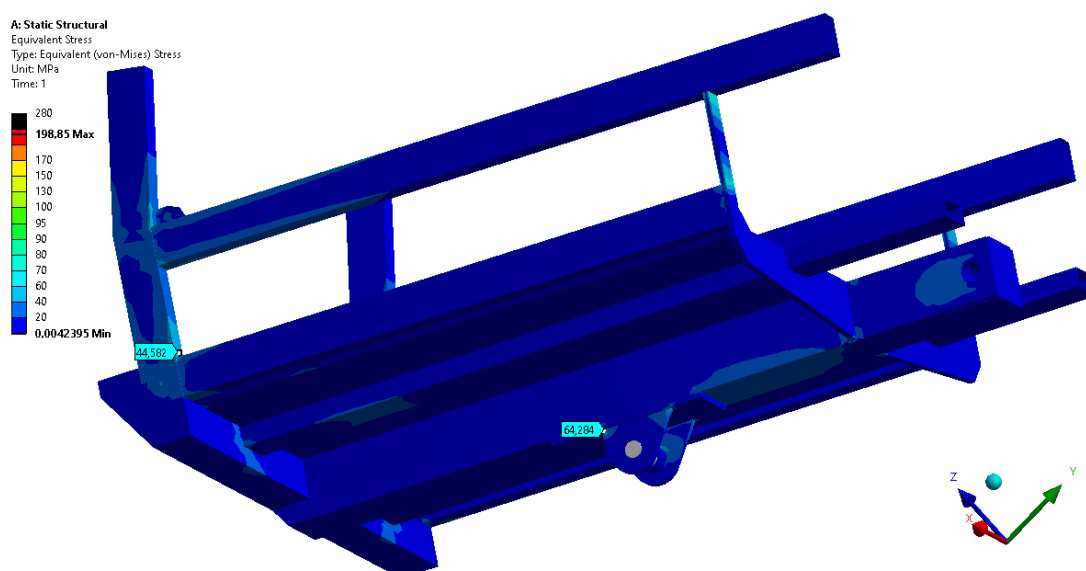
Nejvyšší adekvátní napětí se nachází stejně jako ve statické poloze na hlavních podélných nosnících s dosaženou maximální hodnotou cca 46 MPa (viz obr. 65). Tato nejvyšší adekvátní hodnota napětí nepřesahuje návrhovou pevnost oceli.



Obrázek 65 Pohled na oblast s nejvyšším adekvátním napětím

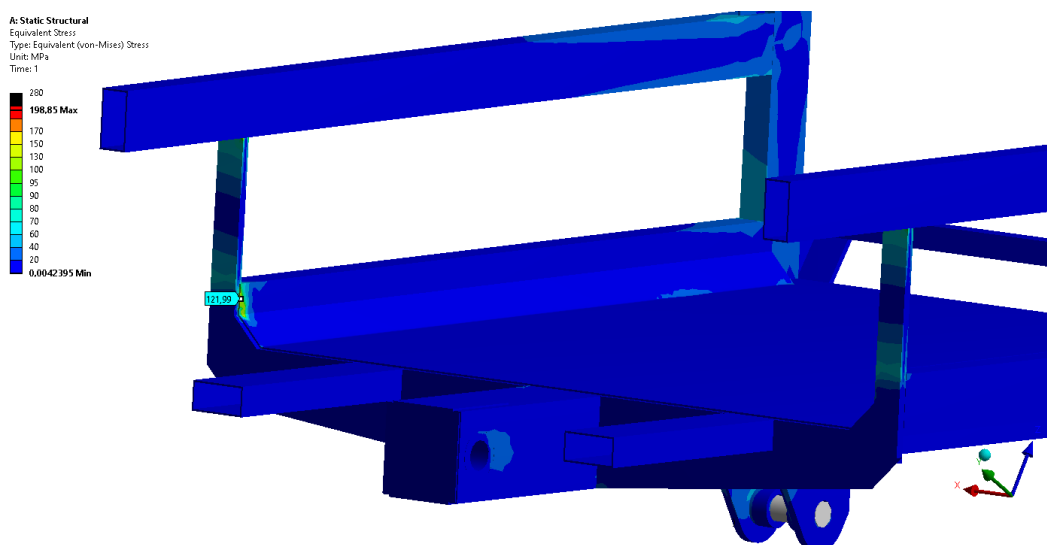
5.5.2 MODEL RAMENE

Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 198,85 MPa (viz obr. 66). Zjištěné nejvyšší napětí se nachází opět v ostrém rohu, proto se jedná o špičkové napětí.



Obrázek 66 Pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 198,85 MPa), deformace (1:1) max. 0,3 mm

Nejvyšší adekvátní napětí s hodnotou cca 122 MPa (viz obr. 67) se nachází u spoje plechového žebra a plechové podlahy ramene. Nejvyšší hodnota adekvátního napětí nepřesahuje návrhovou pevnost oceli.



Obrázek 67 Pohled na oblast maximálního adekvátního napětí

6 NÁVRH MODIFIKACE KONSTRUKCE

V této kapitole je popsáno, které oblasti konstrukce byly upraveny podle výsledků pevnostní analýzy, nebo z důvodů požadavků zadavatelské firmy.

6.1 RÁM

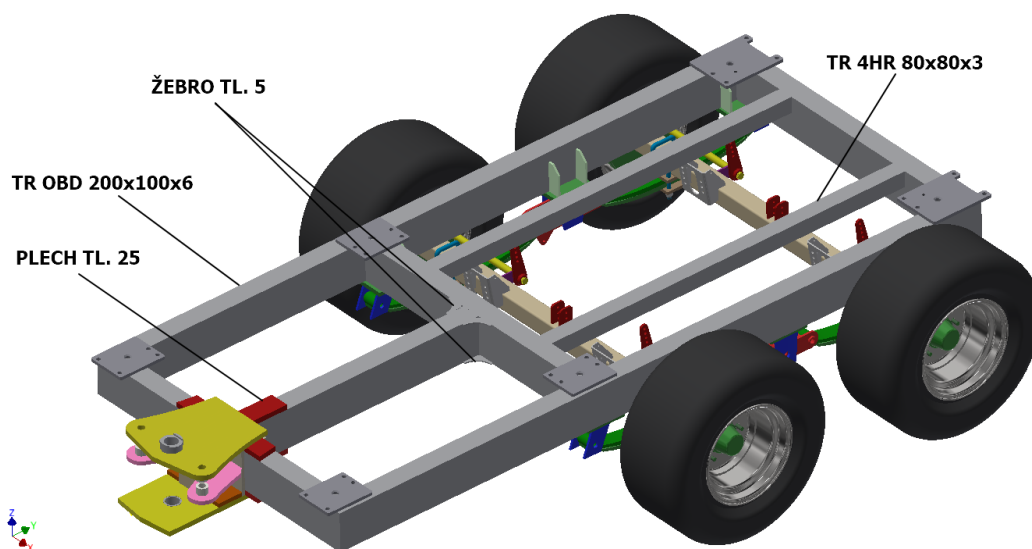
Od zadavatelské firmy byly stanovené jasné požadavky na úpravu konstrukce rámu. Bylo požadováno zachování celkové koncepce transportéru s požadavkem odlehčit konstrukci a upravit napojení nabíracího ramene k rámu. Z výsledků pevnostní analýzy vyplynulo, že je prostor k odlehčení rámu. Dále taktéž byly nalezeny slabá místa v konstrukci rámu. Nejkritičtější zátěžové stavy s výskytem hodnoty napětí blížící se k hodnotě návrhové pevnosti oceli jsou:

- akcelerace s ojí v pracovní poloze
- průjezd zatáčkou s ojí v pracovní poloze

Pro přehlednost konstrukci rámu opět rozdělíme na 2 části, a to rám podvozku a úložnou plošinu.

6.1.1 RÁM PODVOZKU

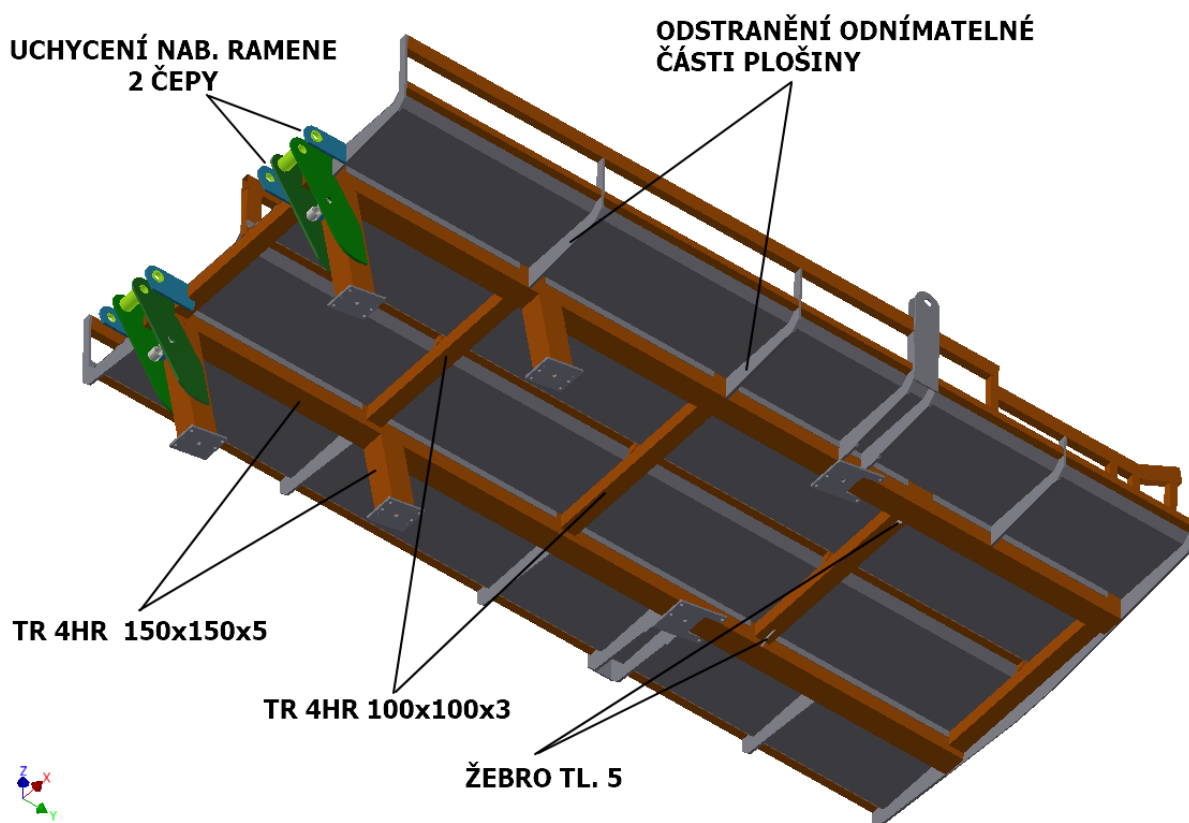
Z pevnostní analýzy rámu vyplynulo, že v konstrukci podvozku je prostor ke změně nosných profilů za menší profil. Pro zachování koncepce konstrukce transportéru byly opět použity uzavřené profily. Jako nosné profily podvozku byli navrženy profily TR OBD 200x100x6 (viz obr. 68). Uchycení tandemové nápravy k rámu zůstává zachováno přes stejné příruby s výztužnými žebry. Dále byl nahrazen profil TR 4HR 100x100x4 profilem TR 4HR 80x80x3. Uchycení úložné plošiny zůstalo bez změny. K poslední změně v konstrukci rámu podvozku došlo u plechových výpalků o tloušťce 25 mm. Tyto plechové výpalky byly prodlouženy tak, aby styčná plocha mezi plechovým výpalkem a nosným profilem byla větší a přenášené napětí se lépe rozložilo do nosníku. Dále byl rám doplněn o 4 kusy žebírek o tloušťce 5 mm, který vyztužuje středový profil TR OBD 200x100x6. Hlavice uchycení oje nebyla součástí modifikace rámu podvozku, současně náprava zůstala zachována od firmy ADR.



Obrázek 68 Upravený rám podvozku

6.1.2 ÚLOŽNÁ PLOŠINA

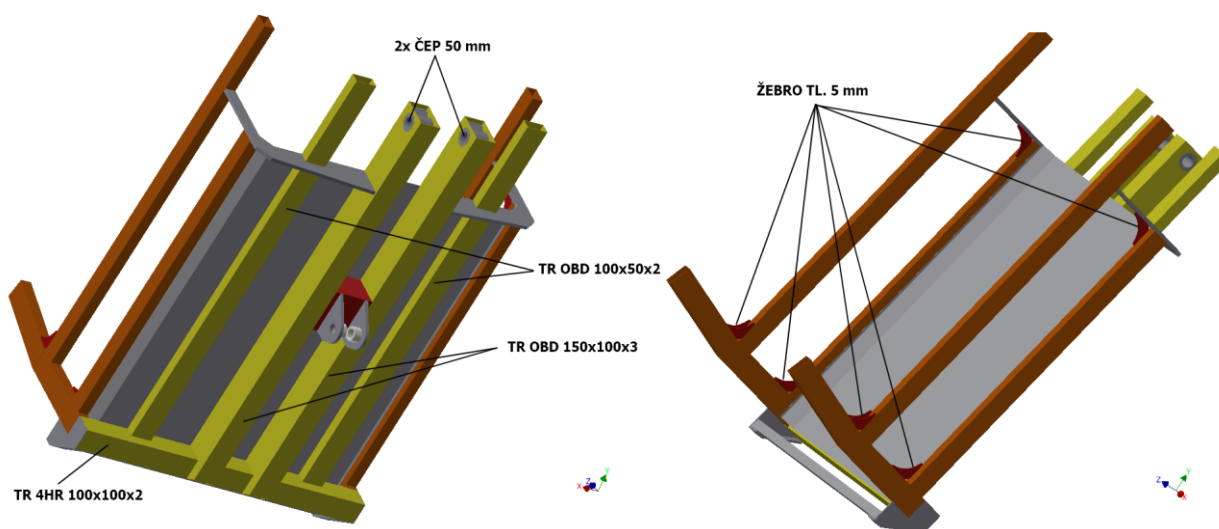
Původní verze úložné plošiny byla částečně rozebíratelná tak, aby se usnadnil transport kamionovou dopravou. Jeden z požadavků zadavatelské firmy bylo zrušit možnost částečně transportér rozebírat. Díky pevnostní analýze rámu byly nalezeny slabá místa v konstrukci rámu. Tato místa byly většinou pouze doplněna plechovými žebry, tak aby se napětí rozložilo do nosníku. U úložné plošiny došlo taktéž k zmenšení nosných profilů. Hlavní dva podélné nosníky byly změněny na TR 4HR 150x150x5 (viz obr. 69), zde došlo tedy pouze k zmenšení síly stěny profilu. Dále příčným nosníkům byla taktéž zmenšena síla stěn profilu, a to na profil TR 4HR 100x100x3. Vedení pohybu balíků po úložné plošině zůstalo bez změny. Sloupce plošiny, přes který je samotná plošina připevněna k rámu podvozku, byly změněny na profil TR OBD 150x150x5. Největší změnou na úložné plošině prošlo uchycení nabíracího ramene. Původní konstrukce uchycení nabíracího ramene byla pouze s jedním čepem. Pouzdra čepu se po určité době provozu vymáčkaly a vznikala vůle, kvůli které se následně celé rameno pohybovalo v příčném směru. Z toho důvodu bylo navrženo uchycení nabíracího ramene dvěma čepy o průměru 50 mm.



Obrázek 69 Upravená úložná plošina

6.2 NABÍRACÍ RAMENO

Pevnostní simulací původního modelu ramene nebyly zjištěny žádné závažné kritické oblasti z hlediska překročení návrhové pevnosti oceli. Proto nabírací rameno neprošlo koncepčně větší změnou. Jeden z požadavků zadavatelské firmy bylo přepracovat uchycení nabíracího ramene. Z toho důvodu bylo navrženo uchycení ramene na 2 čepy o průměru 50 mm. Z toho důvodu místo jednoho hlavního nosníku byli použity dva nosníky o profilu TR OBD 150x100x3, na které je kolmo navařen čelní nosník TR 4HR 100x100x2 (viz obr. 70). Podlaha ramene zůstala bez změny z ocelového plechu o tloušťce 3 mm. Podlaha je vyztužena uzavřeným profilem TR OBD 100x50x2. K rozložení špičky napětí ve spojích nosníků ramene byly do těchto míst osazeny žebra o tloušťce 5 mm s hyperbolickým tvarem.



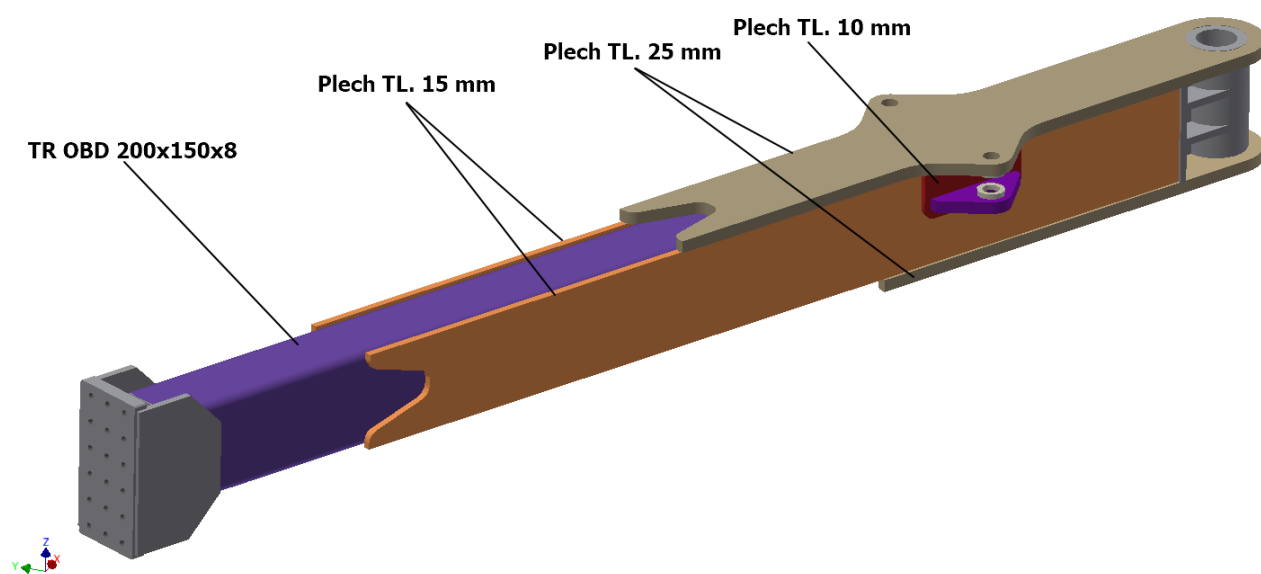
Obrázek 70 Upravené nabírací rameno levé

6.3 OJ

Dle výsledků pevnostní analýzy došlo k překročení návrhové mezní pevnosti oceli obsahující dynamický součinitel celkem ve dvou zátěžových stavech. Nejkritičtější poloha je v pracovní poloze, kdy je oj vychýlená vůči ose jízdy. Kritické zátěžové stavy jsou:

- brzdění – pracovní poloha oje
- akcelerace – pracovní poloha oje

Z pevnostní analýzy oje vyšlo jako kritické místo samotný hlavní nosník TR OBD 250x150x6, a to konkrétně v blízkém okolí u přeplátování plechem o tloušťce 15 mm. Z důvodu zmenšení konstrukce rámu i hlavice čepu oje byl požadavek na zmenšení výšky oje, proto byl použit jako hlavní nosník TR OBD 200x150x8. Pro dosažení zvýšení pevnosti oje především v pracovní poloze bylo navrženo přeplátování nosníku plechem o tloušťce 15 mm a 25 mm s vhodnými tvarovými úpravami (viz obr. 71). Dále byl přidán plech o tloušťce 10 mm pod návarek pouzdra čepu hydraulického válce



Obrázek 71 Upravená oj

7 PEVNOSTNÍ ANALÝZA MODIFIKOVANÉ VERZE

Pevnostní analýza modifikované verze byla provedena pouze pro ty zátěžové stavy, které vycházely z pevnostního hlediska nejhůře.

Modifikovaný rám byl v pevnostní analýze počítán pro následující zátěžové stavy:

- akcelerace – pracovní poloha oje
- průjezd zatáčkou – pracovní poloha oje

Modifikované nabírací rameno bylo počítáno pro následující zátěžové stavy:

- nakládání balíku
- průjezd zatáčkou

Pevnostní analýza modifikované verze oje byla provedena pro následující zátěžové stavy:

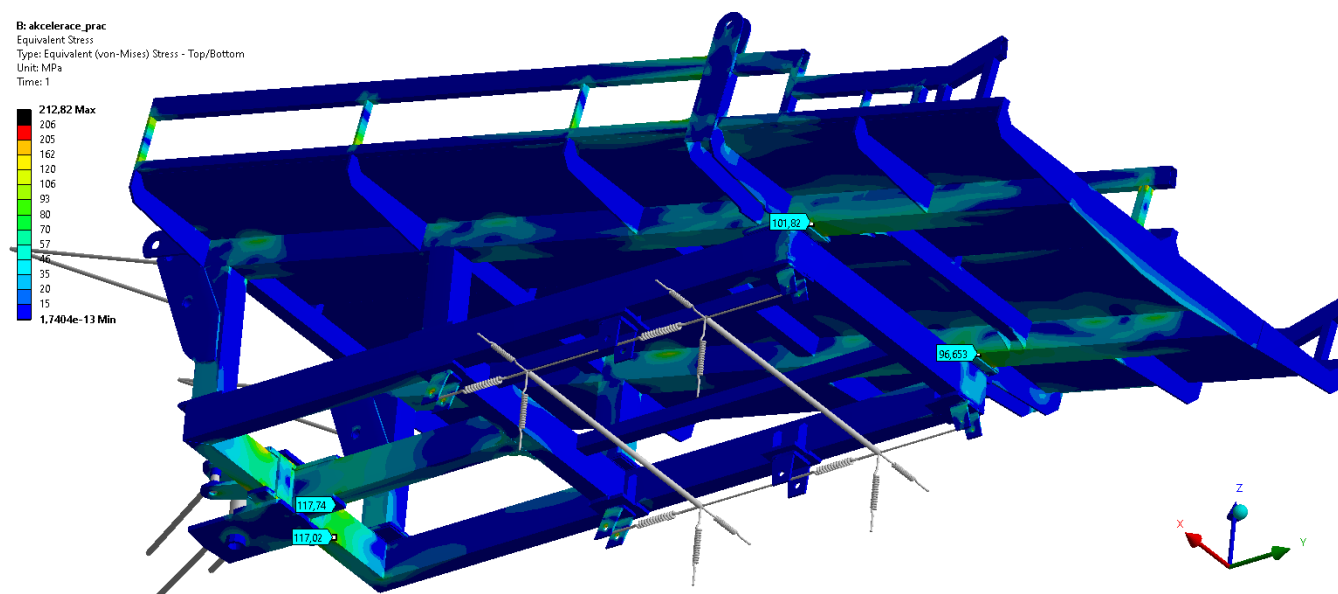
- brzdění – oje v pracovní poloze
- akcelerace – oje v pracovní poloze

7.1 RÁM

Rám byl počítán s ojí v pracovní poloze a pro zátěžová stav akcelerace a průjezd zatáčkou.

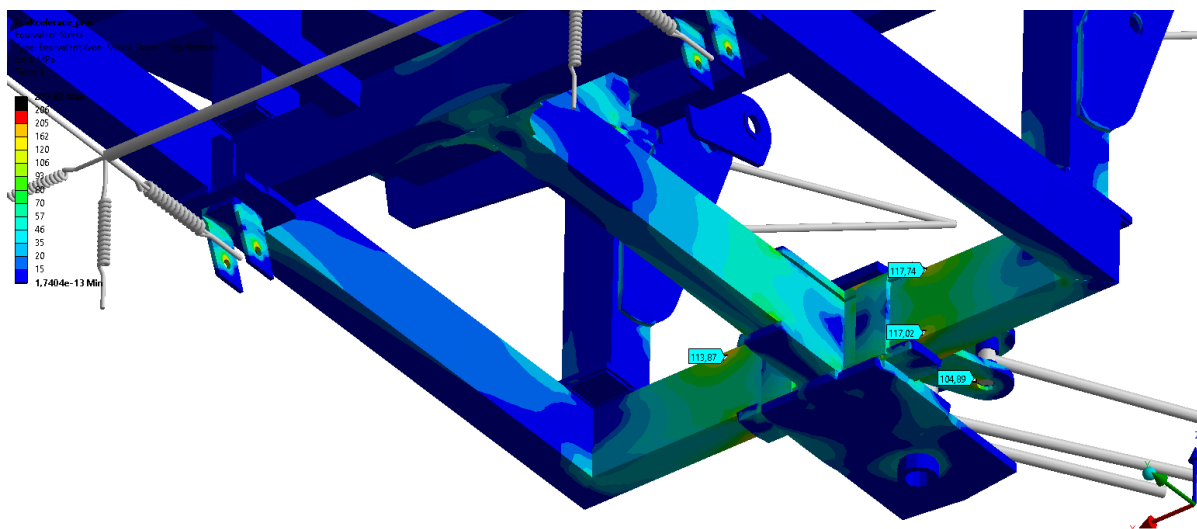
7.1.1 AKCELERACE

Pro zátěžovým stav akcelerace rámu s ojí v pracovní poloze vyšlo nejvyšší napětí dle podmínky HMH 212,8 MPa (viz obr. 72), které se nachází v ostrém rohu. Proto se opět jedná o špičkové napětí.



Obrázek 72 Pohled na deformovaný model rámu, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 212,8 MPa), deformace (1:1)

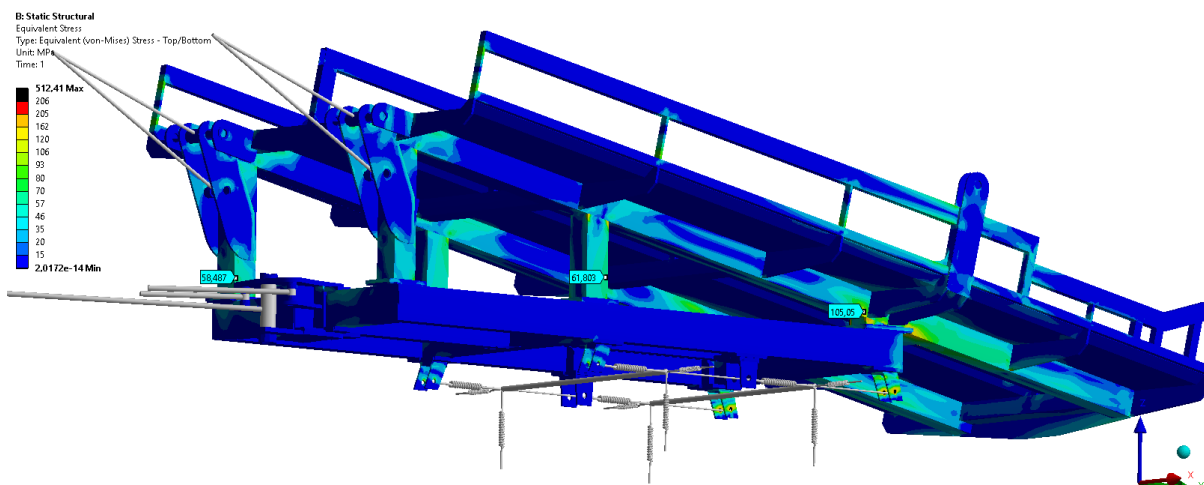
Nejvyšší adekvátní napětí v rámu se nachází u spojení hlavice ojničního čepu a rámu podvozku, dosahuje hodnotu cca 118 MPa (viz obr. 73) a nepřesahuje hodnotu návrhové pevnosti oceli.



Obrázek 73 Pohled na oblast s nejvyšším napětím

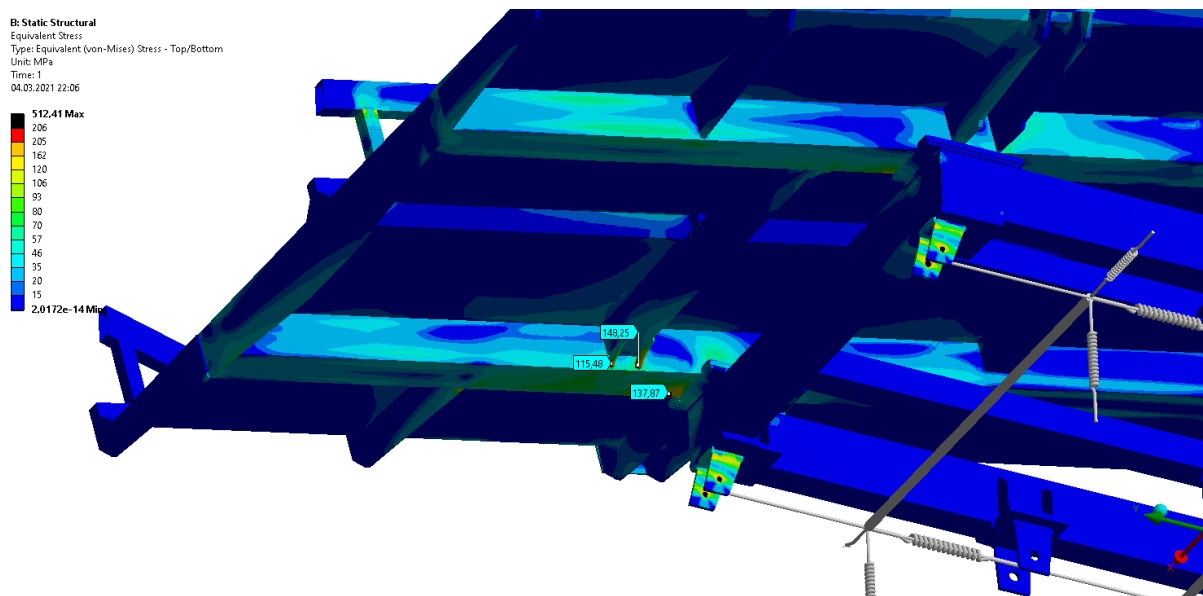
7.1.2 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Pro zátěžovým stav průjezd zatáčkou s ojí v pracovní poloze vyšlo nejvyšší napětí dle podmínky HMH 512,4 MPa (viz obr. 74) ovšem je se jedná opět o špičkové napětí v ostrém rohu.



Obrázek 74 Pohled na deformovaný model rámu, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 512,4 MPa), deformace (1:1)

Nejvyšší adekvátní napětí se nachází na žebro spojující hlavní podélný nosník s příčným nosníkem a dosahuje hodnoty cca 148 MPa (viz obr. 75). Tato hodnota nepřesahuje návrhovou hodnotu pevnosti oceli zahrnující dynamický součinitel.



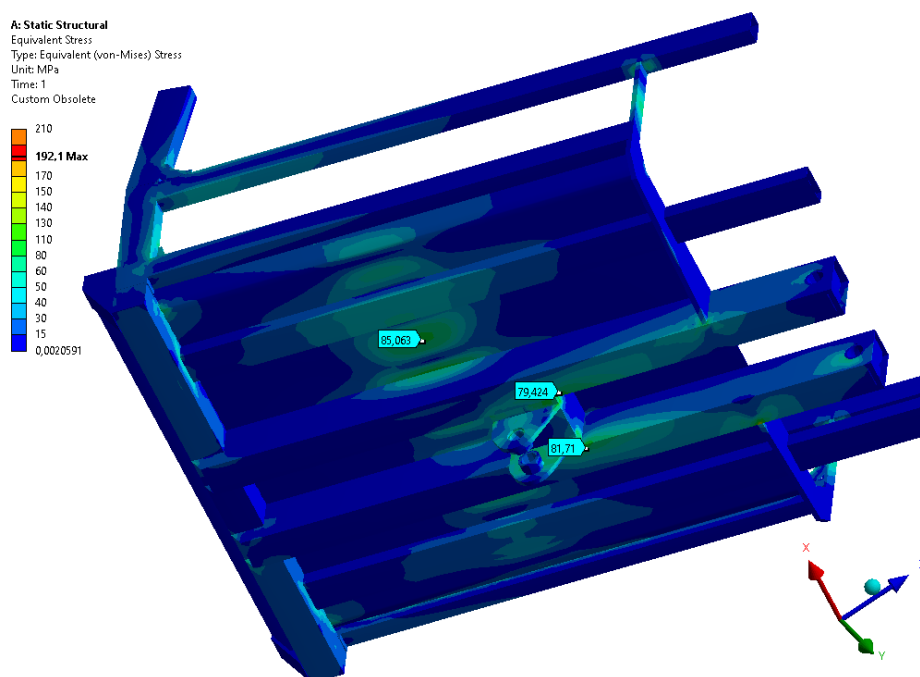
Obrázek 75 Pohled na oblast s nejvyšším napětím

7.2 NABÍRACÍ RAMENO

Upravené nabírací rameno bylo kontrolováno pro zátěžový stav nabírání a pro průjezd zatačkou.

7.2.1 NAKLÁDÁNÍ BALÍKU

Pro zátěžový stav nakládání balíku je nabírací rameno v pracovní poloze. Nejvyšší vypočítané napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 192,1 MPa (viz obr. 76), nachází se ovšem v ostrém přechodu, proto ho lze určit za špičkové napětí.

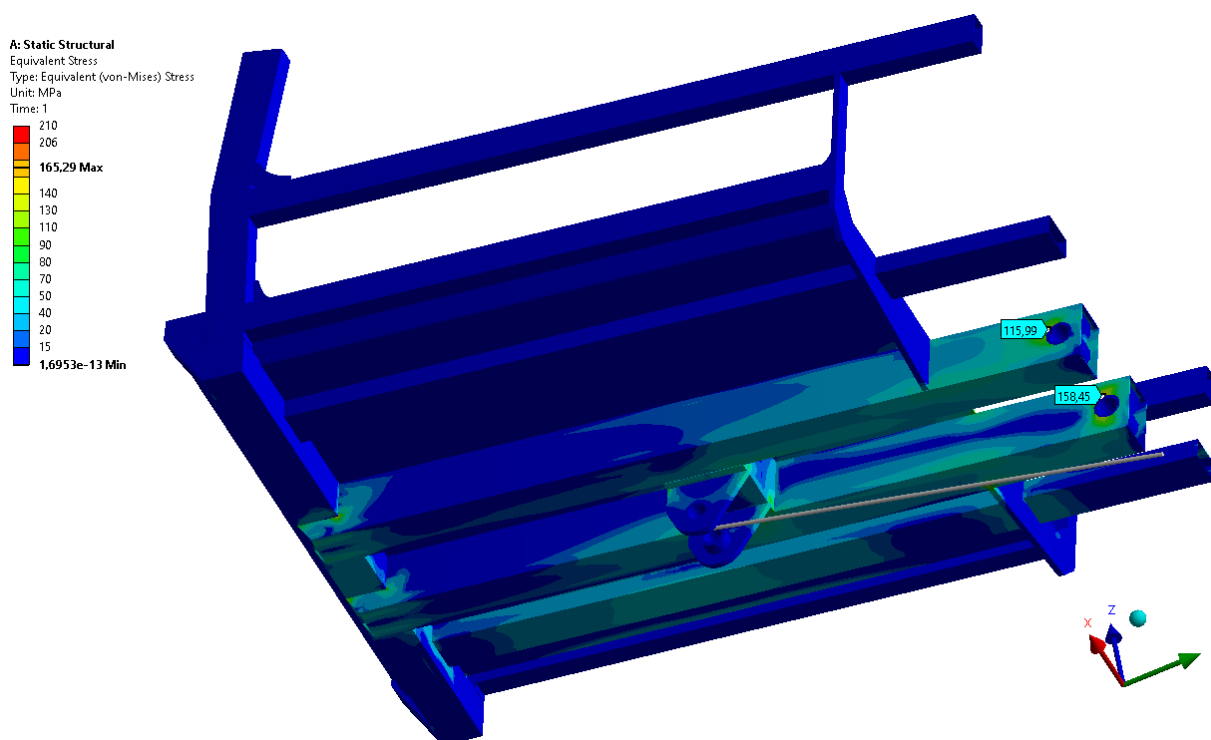


Obrázek 76 Pohled na deformovaný model modifikovaného ramene, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 192,1 MPa), deformace (1:1)

Nejvyšší adekvátní napětí bylo zjištěno cca 85 MPa a nachází se na plechu dna pod naloženým balíkem. Toto nejvyšší adekvátní napětí nepřesahuje návrhovou pevnost oceli zahrnující dynamický součinitel.

7.2.2 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Pro zátěžový stav průjezd zatáčkou je nabírací rameno v transportní poloze a je zatíženo tíhou od balíku. Nejvyšší vypočítané napětí dle podmínky HMH bylo vypočítáno 165,29 MPa (viz obr. 77) a nepřesahuje návrhovou pevnosti oceli zahrnující dynamický součinitel.



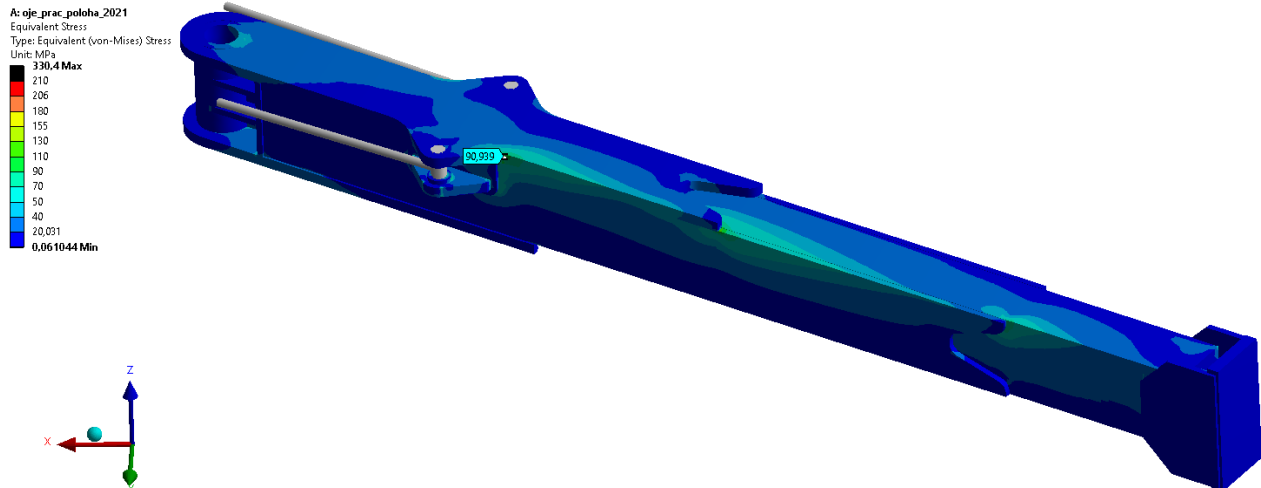
Obrázek 77 Pohled na deformovaný model modifikovaného ramene, napětí dle podmínky HMH (max. napětí 165,29 MPa), deformace (1:1)

7.3 OJ

Oje bylo kontrolováno v pracovní poloze a v zátěžovém stavu brzdění a akceleraace.

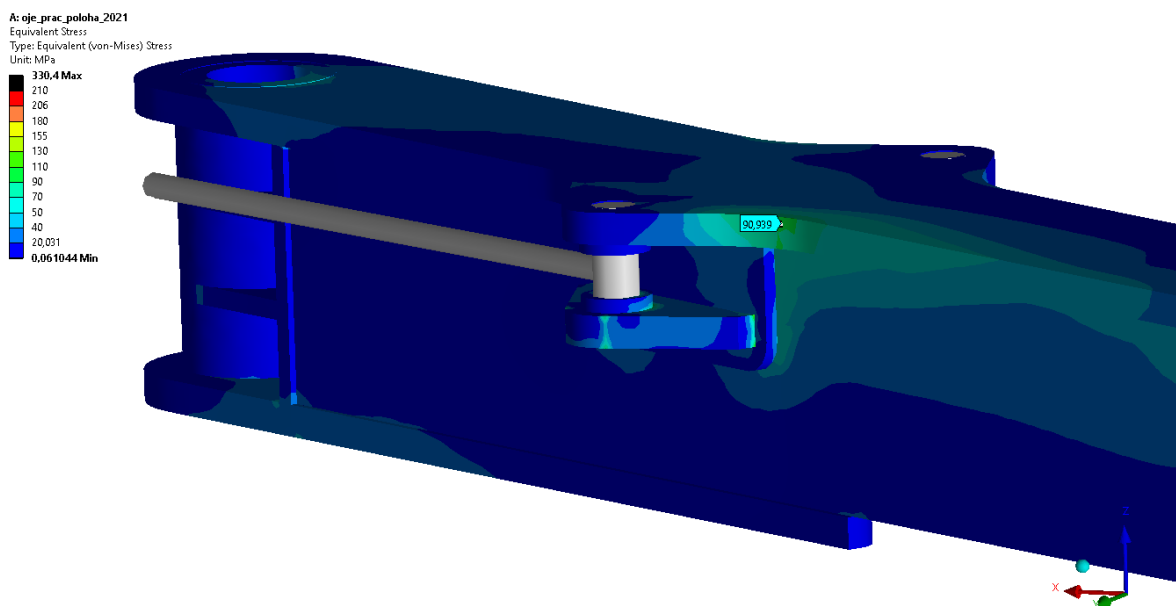
7.3.1 BRZDĚNÍ

Pro zátěžový stav brzdění je oj v pracovní poloze. Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMH bylo zjištěno 330,4 MPa (viz obr. 78). Toto napětí se nachází v malé oblasti v ostrém rohu u přechodu dvou součástí, a tak ho lze opět určit za špičkové napětí.



Obrázek 78 Pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMM (max. napětí 330,4 MPa), deformace (1:1) max. 21 mm

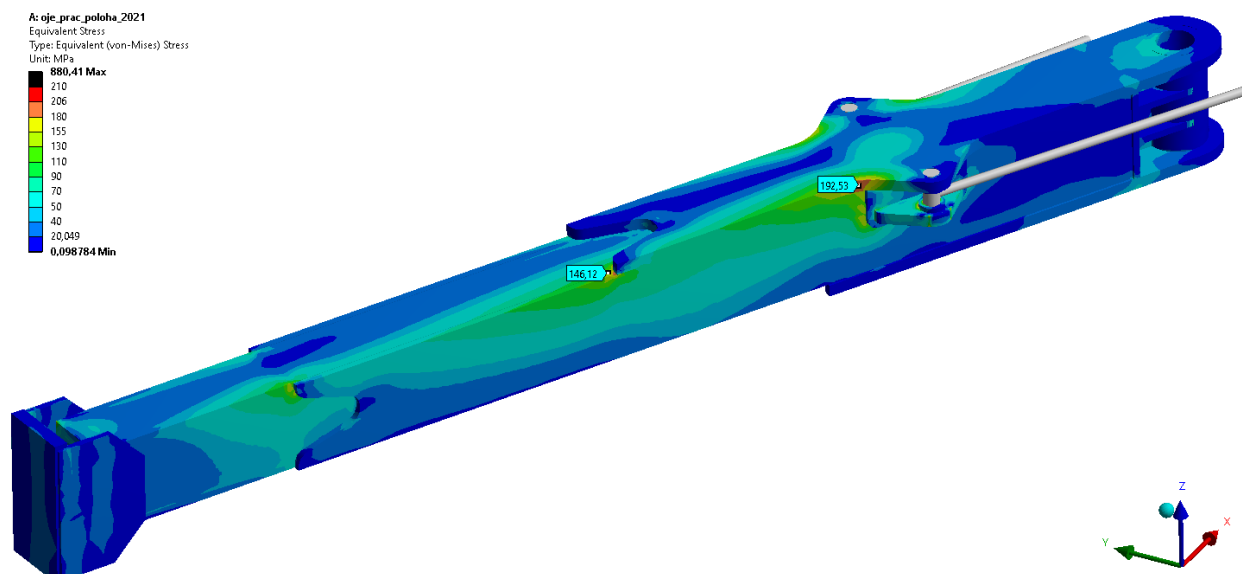
Nejvyšší adekvátní napětí na modelu oje v pracovní poloze při zátěžovém stavu brzdění je cca 90 MPa (viz obr. 79). Tato hodnota nepřesahuje návrhovou pevnost oceli zahrnující dynamický součinitel.



Obrázek 79 Oj (brzdění) – pohled na oblast s nejvyšším napětím

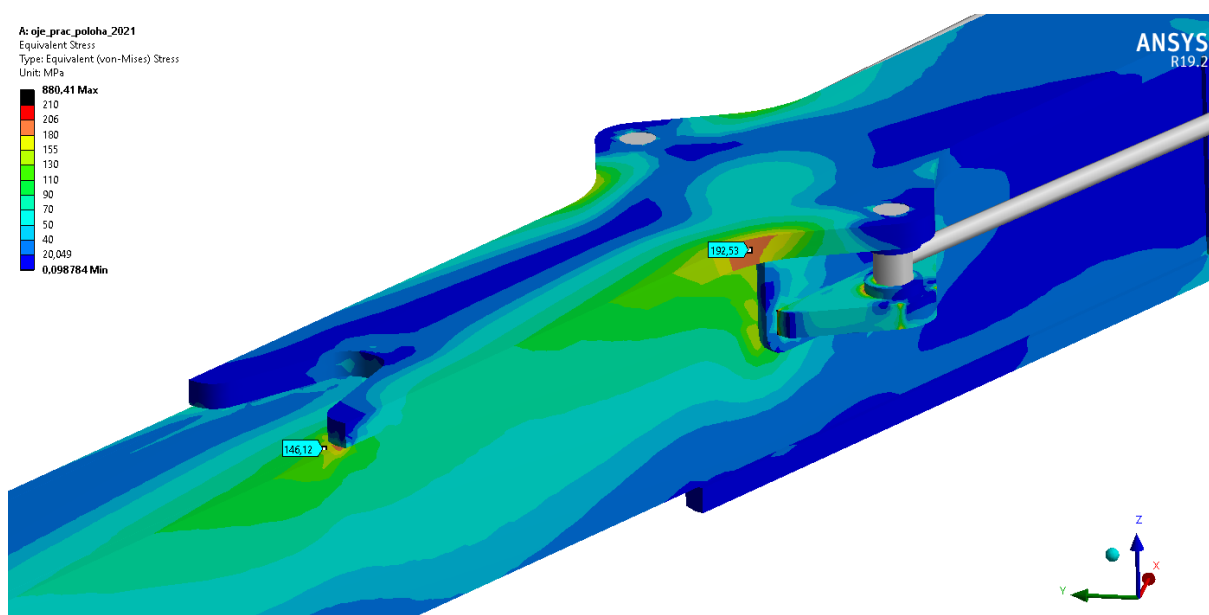
7.3.2 AKCELERACE

Pro zátěžový stav akcelerace je oj v pracovní poloze. Nejvyšší vypočtené napětí dle podmínky HMM bylo zjištěno 880,4 MPa (viz obr. 80). Toto napětí se nachází v malé oblasti v ostrém rohu, a tak ho lze opět určit za špičkové napětí.



Obrázek 80 Pohled na deformovaný model, napětí dle podmínky HMM (max. napětí 880,4 MPa), deformace (1:1) max. 59 mm

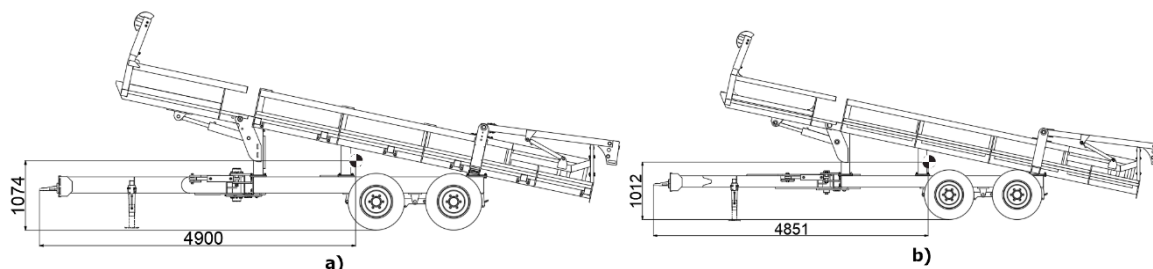
Nejvyšší adekvátní napětí na modelu oje v pracovní poloze při zátěžovém stavu akcelerace je cca 193 MPa (viz obr. 81). Tato hodnota nepřesahuje návrhovou pevnost oceli.



Obrázek 81 Oj (akcelerace) – pohled na oblast s nejvyšším napětím

8 POROVNÁNÍ PŮVODNÍ A MODIFIKOVANÉ VERZE

Modifikací samonakládacího transportéru došlo k mírnému posunu těžiště prázdného transportéru blíže k podloží a to o 62 mm jak můžeme vidět na obr. 82. K přední části transportéru se těžiště posunulo o 45 mm. Díky odstranění odnímatelné části plošiny se těžiště v příčném průřezu posunulo o 50 mm na střed transportéru do osy jízdy.



Obrázek 82 Poloha těžiště transportéru, a) – těžiště původní konstrukce, b) těžiště nové konstrukce

Modifikací konstrukce došlo také ke snížení celkové hmotnosti transportéru. Jak můžeme vyčíst z tabulky 4, celkové snížení hmotnosti oproti původní verzi je 248 kg. Celková hmotnost uvedená v tabulce 4, je hmotnost pouze samotné konstrukce bez hydraulických prvků, nápravy, elektroinstalace atd.

Tabulka 4 porovnání hmotností konstrukce

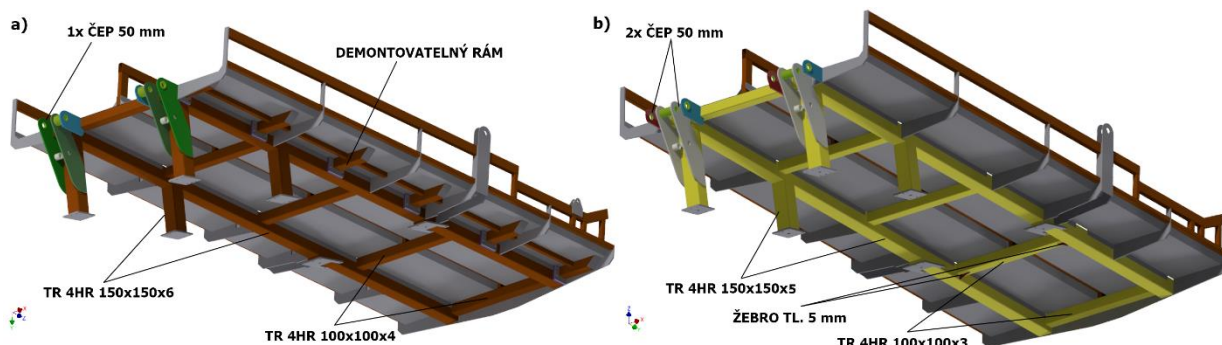
	původní hmotnost	nová hmotnost
úložná plošina	1367 kg	1194 kg
rám podvozku	546 kg	471 kg
nabírací rameno	267 kg	207 kg
oj	250 kg	338 kg
Celkem	2430 kg	2210 kg

V následujících kapitolách budou popsány rozdíly v jednotlivých konstrukčních celků transportéru.

8.1 ÚLOŽNÁ PLOŠINA

Hlavní změnou modifikované verze úložné plošiny je to, že nelze již demontovat tak, aby byl usnadněn transport nákladní dopravou. Tato hlavní změna byla iniciována zadavatelskou firmou. Následující změny byly tvořeny z výsledků pevnostní analýzy. Celková koncepce uspořádání rámu úložné plošiny byla zachována, tedy rám plošiny je tvořen z uzavřených profilů. U dvou hlavních podélných nosníků zůstal vnější rozměr zachován a zmenšila se pouze síla stěny profilu. Nyní je tedy použit profil TR 4HR 150x150x5 (viz obr. 83). Příčným profilům, které spojují dva podélné nosníky, byl taktéž zachován vnější rozměr a zmenšila se

opět pouze síla profilu. Po úpravě je tedy na příčné profily použit profil TR 4HR 100x100x3. Sloupky plošiny prošly taktéž modifikací a stejně jako na podélné nosníky je použit profil TR 4HR 150x150x5. Plechy dna úložné plošiny zůstaly bez změny a mají tloušťku 3 mm. Boční vedení balíku po plošině zůstalo bez změny. Uchycení nabíracího ramene je oproti původní verzi řešeno uchycením pomocí dvou čepů o průměru 50 mm. Materiál zůstal stejný, a to S355 J2H. Pro rozložení koncentrovaného napětí u kolmých přechodů mezi nosníky byly použity žebra s hyperbolickým tvarem, který lépe rozloží napětí do konstrukce. Vnější rozměry konstrukce úložné plošiny zůstaly bez změny. Celková hmotnost modifikované verze úložné plošiny je 1194 kg a je tak lehčí o 173 kg než původní verze úložné plošiny (viz tab. 5).



Obrázek 83 Porovnání úložné plošiny, a) původní verze, b) modifikovaná verze

Tabulka 5 Porovnání úložné plošiny

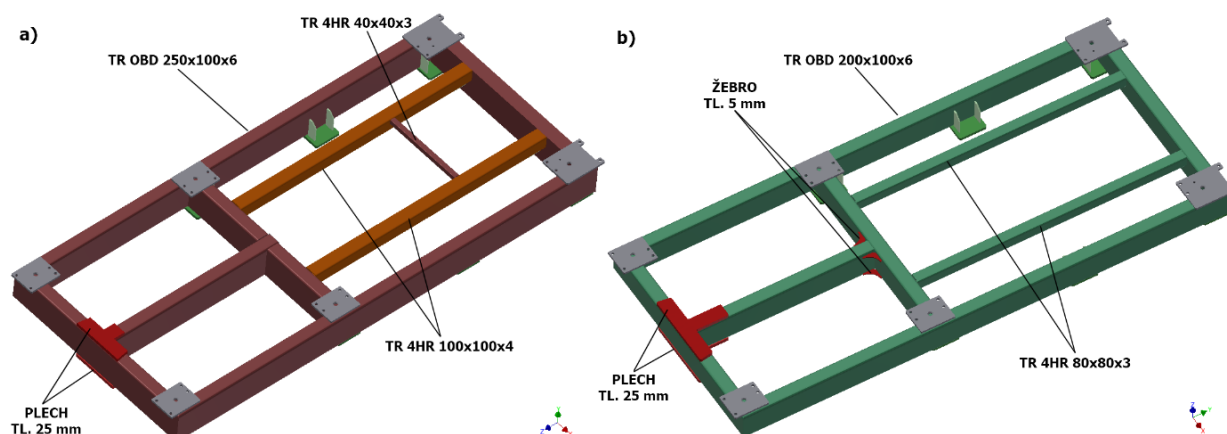
	původní úložná plošina	modifikovaná úložná plošina
hmotnost	1367 kg	1194 kg
max. napětí - zrychlení (prac. poloha oje)	127 MPa	102 MPa
max. napětí - průjezd zatáčkou	222 MPa	148 MPa

8.2 RÁM PODVOZKU

Hlavní změnou rámu podvozku, která vyplynula z pevnostní analýzy je změna profilu hlavního nosníku, a to z TR OBD 250x100x6 na TR OBD 200x100x6 (viz obr. 84). Přepřátování v místě napojení hlavice uchycení oje bylo zvětšeno tak, aby se lokální vysoké napětí v materiálu více rozložilo na hlavní nosník, ovšem materiál a síla plechu zůstala zachována. Samotná hlavice uchycení oje, která je běžně součástí rámu podvozku nebyla součástí modifikace rámu podvozku. Dva nosníky, které slouží k zvýšení tuhosti rámu byly změněny na profil TR 4HR 80x80x3. K rozložení lokálního vyššího napětí u kolmého napojení dvou profilů bylo vyztuženo žebry o tloušťce 5 mm. Tandemová náprava od firmy ADR a uchycení nápravy zůstalo bez změny. Taktéž uchycení úložné plošiny zůstalo bez změny. Vnější rozměry rámu podvozku zůstaly taktéž bez změny a to 3670 x 1620 mm (d x š). Celková hmotnost modifikovaného rámu je 471 kg a je tak lehčí o 75 kg než původní rám podvozku (viz tab. 6).

Tabulka 6 Porovnání rámu podvozku

	<i>původní rám podvozku</i>	<i>modifikovaný rám podvozku</i>
hmotnost	546 kg	471 kg
hlavní nosník	TR OBD 250x100x6	TR OBD 200x100x6
max. napětí - zrychlení	205 MPa	118 MPa



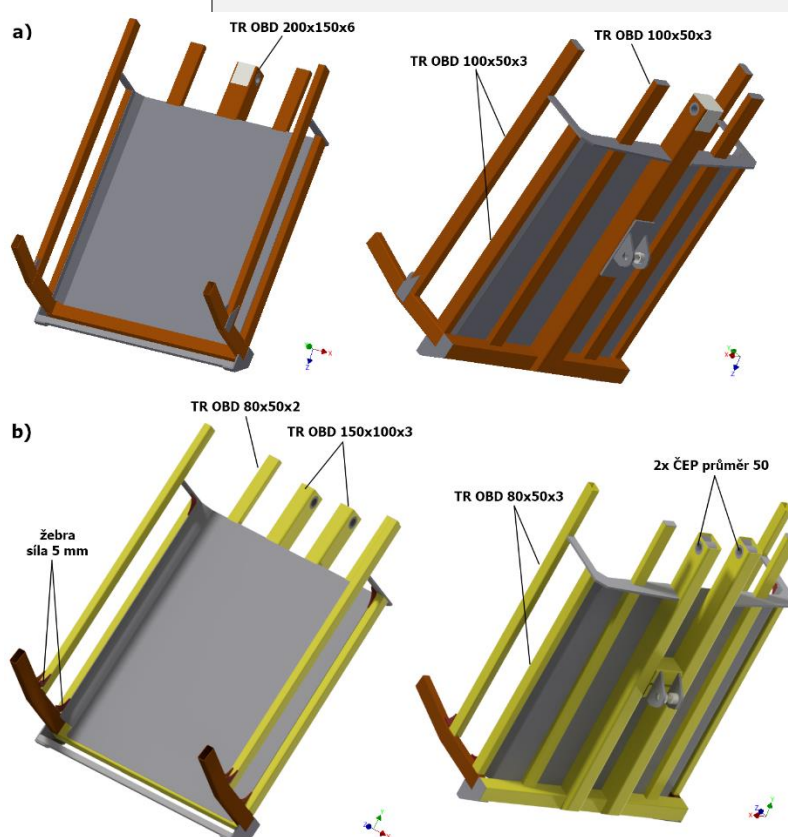
Obrázek 84 Porovnání rámu podvozku, a) původní rám podvozku, b) modifikovaný rám podvozku

8.3 NABÍRACÍ RAMENO

Hlavním požadavkem na modifikaci nabíracího ramene bylo uchycení ramene na dva čepy. Z toho důvodu byl přepracován hlavní nosník ramene na dva nosníky o profilu TR HR 150x100x3 s čepy pro uchycení o průměru 50 mm (viz obr. 85). Dále na nabírací rameno bylo přidáno několik žeber s hyperbolickým tvarem pro rozložení špičkového napětí při ostrém přechodu profilů. Boční vodící profily byly změněny z TR OBD 100x50x3 na TR OBD 80x50x3. U příčného profilu TR 4HR 100x100 byla ztenčená stěna ze 4 mm na 2 mm. Spodní vedení balíku po rameni se změnilo z profilu TR OBD 100x50x3 na TR OBD 80x50x2. Uchycení hydraulického pístu zůstalo bez změny, pouze se mezi dva hlavní nosníky přidaly vedle sebe dva profily TR HR 150x100x3, na kterých jsou navařeny plechy uchycení hydraulických čepů. Plech dna zůstal tvarově stejný se stejnou silou plechu a to konkrétně 3 mm. Nabírací mechanismus, který není zobrazen na obrázku 83 nebyl součástí zadání práce, a tak zůstal bez změny a ani se na něj nevztahovaly výpočtové simulace. Vnější rozměry nabíracího ramene zůstali zachováni a to 2113 x 2192 mm (d x š). Celková váha modifikovaného ramene je 207 kg a oproti původní verzi je lehčí o 60 kg (viz tab. 7).

Tabulka 7 Porovnání nabíracích ramen

	<i>původní rameno</i>	<i>modifikované rameno</i>
hmotnost	267 kg	207 kg
hlavní nosník	TR 4HR 150x150x6	2x TR 4HR 150x100x3
průměr čepu	50 mm	2x 50 mm
maximální napětí – průjezd zatáčkou	137 MPa	165 MPa
maximální napětí – nakládání	122 MPa	85 MPa



Obrázek 85 Porovnání nabíracích ramen, a) původní rameno, b) modifikované rameno

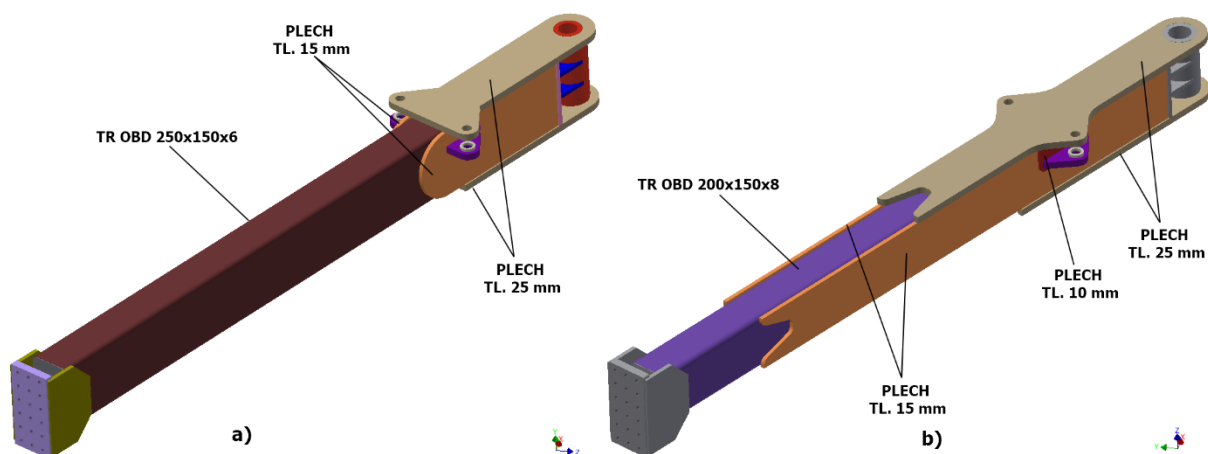
8.4 OJ

Oj transportéru v pracovní poloze při akceleraci a brzdění nevyhovovala vůči meznímu stavu únosnosti zahrnující dynamický součinitel, z toho důvodu byla oj upravena tak, aby v těchto kritických zátěžových stavech vyhovovala. Hlavní nosník byl nahrazen za menší, ovšem s větší tloušťkou (viz obr. 86). Pro zvětšení tuhosti byl hlavní nosník přeplátován plechovými výpalky o tloušťce 15 mm a 25 mm s vhodnými tvarovými úpravami. Dále byl přidán plech o tloušťce 10 mm pod návarek pouzdra hydraulického čepu. Uchytení oje k rámu a navařovací deska

k montování tažného oka zůstalo bez změny. Modifikovaná oj má vyšší hmotnost než původní verze, a to konkrétně o 88 kg (viz tab. 8). To je dáno především větším přeplátování plechem a zvětšení síly stěny hlavního nosníku.

Tabulka 8 Porovnání ojí

	<i>původní oj</i>	<i>modifikovaná oj</i>
hmotnost	250 kg	338 kg
hlavní nosník	TR OBD 250x150x6	TR OBD 200x150x8
průměr ojnicního čepu	50 mm	50 mm
boční plechové přeplátování	2x PLO 250 - 690x15	2x PLO 200 - 2015x15
horní plechové přeplátování	výpalek o tloušťce 25 mm, 32 kg	výpalek o tloušťce 25 mm, 56 kg
maximální napětí, akcelerace – oj v pracovní poloze	576 MPa	193 MPa
maximální napětí, brzdění – oj v pracovní poloze	277 MPa	90 MPa



Obrázek 86 Porovnání ojí, a) původní oj, b) modifikovaná oj

ZÁVĚR

Cílem práce bylo provést pevnostní analýzu stávající konstrukce samonakládacího transportéru ROTOS od firmy RomiLL, spol. s r.o. s následnou modifikací konstrukce podle výsledků pevnostní analýzy. V první části práce je rešeršně proveden rozbor obdobných samonakládacích konstrukcí od konkurenčních výrobců. Následuje popis jednotlivých celků zkoumaného transportéru se stanovením zátěžových stavů, které mohou odhalit případné nejméně příznivé stavy. Další část práce se zabývá samotnou přípravou výpočtového modelu pro MKP analýzu v programu Workbench ANSYS 19.2. V této části jsou detailně popsány použité prvky a náhrady jednotlivých konstrukčních celků. Po přípravě výpočtového modelu následuje pevnostní analýza současného transportéru s následnou analýzou potenciálních rizikových míst s výskytem vyššího případně vysokého napětí v oceli. Podle výsledků pevnostní analýzy byla navržena modifikovaná konstrukce transportéru s detailním popisem navržených změn. Tato modifikovaná konstrukce byla opět pevnostně kontrolována na vybrané zátěžové stavy s následnou analýzou rizikových míst v konstrukci. V závěrečné části práce byla věnována pozornost porovnání původní a modifikované verze transportéru.

Z prvotní pevnostní analýzy vyplynulo několik míst v konstrukci, které přesahují návrhovou hodnotu pevnosti oceli obsahující dynamický součinitel. Nejvíce exponovanou součástí, která nevyhovovala návrhové pevnosti oceli, a to hned ve dvou zátěžových stavech byla oj. Vhodnou modifikací oje došlo ke zlepšení průběhu napětí v oji a v nejhorších zátěžových stavech již modifikovaná oj vyhovuje návrhové pevnosti oceli. Celková hmotnost oje je vyšší o 88 kg.

V samotném rámu transportéru se taktéž objevily lokální místa v konstrukci ve vybraných zátěžových stavech, kdy napětí v oceli atakovala případně přesahovala návrhovou hodnotu pevnosti oceli obsahující dynamický součinitel. Tato místa byla vyhodnocena a vhodně přeplátována anebo vyztužena plechovými žebry s hyperbolickým tvarem. Po modifikaci se v konstrukci rámu již nenachází žádná místa, která by přesahovala návrhovou hodnotu pevnosti oceli. Vhodnou modifikací konstrukce bylo ušetřeno na hmotnosti přibližně 248 kg.

Posledním konstrukčním celkem, které bylo podrobeno pevnostní analýzou bylo nabírací rameno. V konstrukci nabíracího ramene nebylo shledáno žádné místo s vysokým napětím v oceli. Ovšem dle pokynů firmy RomiLL bylo rameno přepracováno k uchycení k rámu pomocí dvou čepů místo jednoho. Po modifikaci je nabírací rameno lehčí o 60 kg.

Na základě pevnostních analýz modifikovaného samonakládacího transportéru lze konstatovat, že konstrukce vyhovuje ve všech stanovených zátěžových stavech vůči návrhové pevnosti oceli obsahující dynamický součinitel. Modifikací konstrukce transportéru došlo ke snížení celkové hmotnosti o 220 kg, to odpovídá přibližně 4,5 % z celkové pohotovostní hmotnosti transportéru.

Samotná konstrukce transportéru nabízí mnoho dalších konstrukčních úprav, které v této práci nebyly provedeny. Pro lepší usměrňování napětí v konstrukci by bylo vhodné přepracovat celkovou koncepci konstrukce a místo uzavřených hutních polotovarů by bylo zapotřebí použít vhodně tvarovaných zohýbaných plechových výpalků.

Přínos této práce spočívá v odhalení rizikových míst v konstrukci současného transportéru, který je produkován a předložení návrhu možných úprav tak, aby další vyráběné transportéry již neobsahovaly zjištěná riziková místa v konstrukci.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ROTOS. *NovaSteel s.r.o.* [online]. Zastávka u Brna [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <http://www.novasteel.cz/rotos.html>
- [2] Převravník balíků. *ReCarProfi* [online]. Stříbro [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://recarprofi.cz/uvod/produkt/prepravnik-baliku-samonakladaci-pt-24/>
- [3] *Polagro: přepravník balíků PT 24* [online]. Frýdek-Místek [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://polagro.cz/zemedelska-technika/product/3927:prepravnik-baliku-samonakladaci-kobzarenko-pt-24>
- [4] Self Loading Bale Transporters. *Keltec Engineering* [online]. [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://thefarmingforum.co.uk/index.php?threads/keltec-engineering-self-loading-bale-transporters-on-stand-104-at-grassland-uk-this-week.60692/>
- [5] Chaser. *Keltec* [online]. Gortboy Kilmallock [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://keltec.ie/chaser/>
- [6] The silage bale transporter results came back. *AgriLand* [online]. Kilkenny [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://www.agriland.ie/farming-news/video-the-silage-bale-transporter-results-came-back-with-e52-hour-of-a-saving/>
- [7] Round-bale chaser slashes haulage costs. *Farmers weekly* [online]. [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://www.fwi.co.uk/machinery/farm-maintenance/round-bale-chaser-slashes-haulage-costs>
- [8] ROTOS. *RomiLL* [online]. Brno [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <http://www.romill.cz/cz/zemedelska-dopravni-technika-rotos>
- [9] ČSN 73 1401: *Navrhování ocelových konstrukcí*. 1998. Praha: Český normalizační institut, 1998.
- [10] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.
- [12] ADR General catalogue. *ADR axles* [online]. Uboldo [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <http://www.adraxles.com/EN/res/273/ADR---General-Catalogue.pdf>
- [13] *Fotky z výstav foto RomiLL*. Brno: RomiLL spol.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_d	$[m \cdot s^{-2}]$	Dostředivé zrychlení
a_t	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení traktoru
a_{zr}	$[m \cdot s^{-2}]$	Brzdné zpomalení transportéru
a_{zt}	$[m \cdot s^{-2}]$	Brzdné zpomalení traktoru
F_b	$[N]$	Síla působící na dno plošiny
F_A	$[N]$	Síla od balíku působící v bodě A
F_{Ax}	$[N]$	Složky síly F_A v ose „X“
F_{Ay}	$[N]$	Složky síly F_A v ose „Y“
F_B	$[N]$	Síla od balíku působící v bodě B
F_{bl}	$[N]$	Síla působící na zadní závoru od jednoho balíku
F_{br}	$[N]$	Brzdná síla na transportér s brzdícím transportérem
F_{bz}	$[N]$	Celková síla působící na čep zadní závory
F_C	$[N]$	Reakční síla v bodě C
F_{Cx}	$[N]$	Složka síly F_c v ose „X“
F_{Cy}	$[N]$	Složka síly F_c v ose „Y“
F_d	$[N]$	Síla působící na balík proti směru pohybu
F_{dv}	$[N]$	Celková síla působící na čep závory od naskladněných balíků
F_{dz}	$[N]$	Síla působící na závoru od jednoho balíku při zrychlení
F_{max}	$[N]$	Maximální silové zatížené nápravy
F_{nebrz}	$[N]$	Brzdná síla působící na transportér
F_{oje}	$[N]$	Skutečná síla působící na transportér při brzdění
F_p	$[N]$	Osová síla od hydraulického motoru
F_t	$[N]$	Tažná síla od traktoru
f_D	$[MPa]$	Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel
f_{yD}	$[MPa]$	Návrhová pevnost oseli stanovená z meze kluzu
G_b	$[N]$	Tíhová síla balíku
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
k	$[N \cdot m^{-1}]$	Celková tuhost nápravy
k_b	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost pružiny pro boční a měrové vedení
k_{lis}	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost listové pružiny
k_{pneu}	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost pneumatiky
m_b	$[kg]$	Hmotnost jednoho balíku

m_t	$[kg]$	Hmotnost transportéru
Δl	$[m^{-1}]$	Maximální výchylka při zatížení

SEZNAM PŘÍLOH

RO-000_2012 – Výkres sestavy původního transportéru

RO-000_2021 – Výkres sestavy modifikovaného transportéru